



TUGAS AKHIR - TM 141585

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET
ANGLE IMPELLER BACKWARD* 6 SUDU
TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA
SENTRIFUGAL FM 50**

Muhammad FauziRasyid
NRP 2111 100 148

Dosen Pembimbing
Vivien Suphandani, S.T., M.Eng., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM 141585

**EXPERIMENTAL STUDY OF OUTLET ANGLE
IMPELLER BACKWARD 6 BLADES EFFECT ON
CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP
FM 50**

Muhammad FauziRasyid
NRP 2111 100 148

Academic Supervisor
Vivien Suphandani, S.T., M.Eng., Ph.D.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015


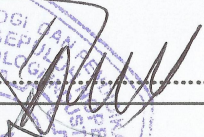

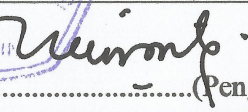
**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET ANGLE*
IMPELLER BACKWARD 6 SUDU TERHADAP
KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50**

TUGAS AKHIR

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh

MUHAMMAD FAUZI RASYID
NRP. 2111 100 148

<u>Vivien Suphandani, ST, M.Eng, Ph.D</u> (NIP.198105292003122001)	(Pembimbing)
<u>Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, Ph.D</u> (NIP. 196412281990031002)	(Penguji I)
<u>Nur Ikhwan, ST, M.Eng</u> (NIP. 196709151995121001)	(Penguji II)
<u>Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.</u> (NIP.196202161995121001)	(Penguji III)

SURABAYA
Juli 2015

STUDI EKSPERIMEN PENGARUH *OUTLET ANGLE IMPELLER BACKWARD* 6 SUDU TERHADAP KARAKTERISTIK POMPA SENTRIFUGAL FM 50

Nama Mahasiswa : Muhammad Fauzi Rasyid

NRP : 2111 100 148

Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS

Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

Penggunaan pompa di dunia industri memiliki peran penting. Pompa digunakan untuk mengatasi perbedaan energi yang diperlukan untuk memindahkan fluida akibat dari perbedaan tekanan, perbedaan ketinggian, dan gesekan pada sistem perpipaan. Saat ini hampir 80% pompa sentrifugal digunakan dalam industri proses. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui apakah pengaruh *outlet angle impeller* pompa terhadap efisiensi kerja pompa serta bagaimana menggambarkan kurva karakteristik dan menentukan *BEP (Best Efficiency Point)*.

Pengujian menggunakan *impeller backward* 6 sudu dengan diameter *inner* 4 cm dan diameter *outer* 12 cm. Impeller memiliki *inlet blade angle* (β_1) 20° dan variasi *outlet blade angle* (β_2) 10° , 20° , 30° , 40° , dan 50° . Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan tiga metode, yaitu eksperimen, perhitungan teoritis segitiga kecepatan, dan teoritis dengan menyertakan *slip factors*.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah dengan meningkatnya *outlet blade angle* akan menaikkan nilai *head*. Kenaikan *outlet blade angle* juga akan menurunkan nilai BEP ke debit yang lebih rendah dan secara umum akan menurunkan nilai efisiensi. Berdasarkan hasil eksperimen, secara umum impeller dengan *outlet blade angle* (β_2) 20° memiliki nilai efisiensi maksimum paling tinggi. Hasil penelitian ini juga dapat memprediksi *head* aktual dengan menggunakan analisis *head* teoritis yang melibatkan *slip factor*.

Kata Kunci: Pompa sentrifugal, *outlet angle impeller*, *impeller backward*, *Slip Factors*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

EXPERIMENTAL STUDY OF OUTLET ANGLE IMPELLER BACKWARD 6 BLADE EFFECT ON CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMP FM 50

Name : Muhammad Fauzi Rasyid
NRP : 2111 100 148
Department : Teknik Mesin FTI – ITS
Advisor Lecturer : Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

The use of the pump in the industrial world has an important role. Pumps are used to overcome the difference in the energy required to move the fluid as a result of pressure differences, the difference in height, and friction in piping systems. Today almost 80% of centrifugal pumps used in industrial processes. This study was conducted to determine whether the effect of outlet angle pump impeller on the efficiency of the pump work and how to describe the characteristic curve and determine the BEP (Best Efficiency Point) .

Tests using backward impeller 6 blade with inner diameter of 4 cm and outer diameter 12 cm. Impeller has a inlet blade angle (β_1) 20° and variations of outlet blade angle (β_2) 10° , 20° , 30° , 40° , and 50° . This research was conducted using three methods, namely experimental, theoretical calculations using a triangular speed, and theoretical include slip factors.

The results obtained from this study is the rising blade outlet angle will increase the value of the head. The increase in outlet blade angle will also reduce the value of BEP to lower flow and generally will decrease the value of efficiency. Based on the experimental results, generally impeller with outlet blade angle (β_2) 20° has the highest value of maximum efficiency. Results of this research can also predict the actual head using head theoretical analysis include slip factor.

Key Word: Centrifugal pump, outlet angle impeller, impeller backward, Slip Factors

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul Studi Eksperimen Pengaruh *Outlet Angle Impeller Backward* 6 Sudu Terhadap Karakteristik Pompa Sentrifugal FM 50. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Mohammad Audrial dan Sumbangsih Elly Mawaty selaku kedua orang tua penulis yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Ibu Vivien Suphandani, ST.,M.Eng., Ph.D. selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Prof.Ir.Sutardi, M.Eng., Ph.D. bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. dan bapak Nur Ikhwan, ST., M.Eng. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis.
4. Bapak Prof. Dr. Ing. I Made Londen Batan, M.Eng. dan bapak M. Khoirul Effendi, ST., M.Sc.Eng. selaku dosen wali yang telah memberikan arahan-arahannya kepada penulis selama masa perkuliahan tahap Sarjana.
5. Bapak Nur Rochman dan bapak Sutrisno yang telah memberi banyak nasihat dan bantuannya selama penulis berada di Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin-Mesin Fluida.
6. Dosen-dosen Jurusan Teknik Mesin FTI ITS yang telah membagi banyak ilmunya kepada penulis selama masa perkuliahan.

7. Segenap karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS yang telah meluangkan waktunya untuk membantuan penulis selama masa perkuliahan.
8. Hasna Aulia Arifani dan M. Fathur Rahman selaku adik penulis yang selalu memberi dukungannya.
9. Teman-teman Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin-Mesin Fluida yang banyak membantu penulis selama berada di laboratorium.
10. Sahabat-sahabat penulis, Ayu Anisa, Arani, Adi Fauzi, Ressa, Louis, Ridwan, Gerald, Akbar, Nando, Adlina, dan Fajar.
11. Teman-teman penulis selama kuliah, Ilman, Abi, Indra, Agis, Adit, Rony, mas Farouq, mas Ageng, mas Sudahra, Fahmi, stefanus, Igab, verdy, mas kresna, mas Khanafi, dan haykal.
12. Teman-teman angkatan M54.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

DAFTAR SIMBOL

g	: percepatan gravitasi(m/s^2)
p_d	: tekanan discharge(kPa)
p_s	: tekanan suction(kPa)
Re	: bilangan <i>Reynolds</i>
ρ	: massa jenis air(kg/m^3)
U	: Kecepatan keliling(m/s)
W	: Kecepatan relatif(m/s)
C	: Kecepatan absolut(m/s)
V_s	: Kecepatan suction(m/s)
V_d	: Kecepatan discharge(m/s)
Q	: Debit aliran(l/s)
N	: Putaran(RPM)
BHP	: Daya motor(watt)
WHP	: Daya pompa (watt)
σ	: <i>Slip factor</i>
β_1	: <i>Inlet angle</i>
β_2	: <i>Outlet angle</i>

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRACT	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR.....	xi
DAFTAR TABEL	xv
DAFTAR SIMBOL	xvii
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
 BAB II DASAR TEORI	 5
2.1 Pompa Secara Umum	5
2.1.1 Prinsip kerja pompa.....	5
2.1.2 Klasifikasi pompa.....	5
2.2 Dasar Perhitungan Pompa	7
2.2.1 <i>Head</i> efektif pada pompa	7
2.2.2 Daya pompa.....	8
2.2.3 Kecepatan spesifik.....	8
2.3 Pompa Sentrifugal	10
2.3.1 Prinsip kerja pompa sentrifugal.....	11
2.3.2 Klasifikasi pompa sentrifugal.....	12
2.3.3 <i>Losses</i> yang terjadi pada pompa sentrifugal.....	13
2.4 <i>Impeller</i> Pompa Sentrifugal.....	15
2.4.1 Segitiga kecepatan dan head teoritis pada <i>impeller</i>	16

2.4.2 Pengaruh <i>outlet blade angle</i> terhadap head teoritis	18
2.3.3 Karakteristik pompa sentrifugal	19
2.5 Penelitian Terdahulu.....	20
2.5.1 W. G. Li, 2011.....	20
2.5.2 Bacharoudis et al, 2008	23
2.5.3 Manivannan, 2010	26
BAB III METODE PENELITIAN.....	31
3.1 Langkah – Langkah Penelitian	31
3.1.1 Studi literatur	31
3.1.2 Peninjauan alat	31
3.2 Prosedur Penelitian.....	35
3.2.1 Langkah-langkah eksperimen	35
3.2.2 <i>User interface</i>	36
3.2.3 Pengolahan data	37
3.3 <i>Flowchart</i> Penelitian	38
3.3.1 <i>Flowchart</i> penelitian	38
3.3.2 <i>Flowchart</i> eksperimen	39
3.3.2.1 <i>Flowchart</i> mencari karakteristik utama.....	39
3.3.2.2 <i>Flowchart</i> mencari karakteristik kerja	40
3.3.3 <i>Flowchart</i> Teoritis	41
3.3.3.1 <i>Flowchart</i> perhitungan head teoritis sudu tak berhingga.....	41
3.3.3.2 <i>Flowchart</i> perhitungan head teoritis sudu terbatas	43
3.4 Jadwal Kegiatan	44
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	45
4.1 Analisis Perhitungan Teoritis	45
4.1.1 Analisis perhitungan teoritis dengan variasi Putaran	45
4.1.2 Analisis perhitungan teoritis dengan variasi debit.....	47

4.1.3 Analisis perhitungan teoritis dengan variasi <i>outlet blade angle</i>	48
4.2 Analisis Berdasarkan Eksperimen	49
4.2.1 Analisis grafik karakteristik utama	49
4.2.2 Analisis grafik karakteristik kerja dengan variasi <i>outlet blade angle</i>	55
4.3 Analisis <i>Losses</i> Akibat <i>Slip Factor</i>	62
BAB V PENUTUP	67
5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran	67
DAFTAR PUSTAKA	69
BIODATA PENULIS	71

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Bentuk <i>impeller</i> berdasarkan kecepatan spesifik.....	10
Tabel 2.2	Spesifikasi pompa.....	27
Tabel 2.3	Spesifikasi <i>impeller</i>	27
Tabel 2.3	Variasi <i>impeller</i> yang dilakukan.....	27
Tabel 3.1	Alokasi waktu penelitian	44

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pompa merupakan mesin fluida yang tidak terpisahkan dalam kehidupan sehari-hari baik dalam perumahan maupun perindustrian. Penggunaan pompa dalam dunia industri memiliki peran yang sangat penting, terutama untuk memindahkan fluida dari suatu tempat ke tempat yang lain. Pemanfaatan pompa biasanya digunakan untuk mengatasi perbedaan energi yang diperlukan untuk memindahkan fluida akibat dari gesekan, *fitting*, dan beda ketinggian dari sistem perpipaan.

Pompa sentrifugal merupakan suatu mesin fluida yang mengubah energi mekanik menjadi energi hidraulik. Perubahan energi ini menggunakan pemanfaatan gaya sentrifugal yang terjadi pada *impeller* pompa. Berdasarkan hal tersebut banyak dilakukan modifikasi *impeller* untuk memaksimalkan nilai *head* maupun nilai efisiensi dari pompa. Salah satu jenis modifikasi yang dilakukan adalah perubahan sudut keluar *impeller*, atau biasa disebut *outlet angle*, dimana nilai dari *outlet angle* berpengaruh terhadap nilai dari *head* pompa. Wen Guang Li melakukan penelitian mengenai pengaruh *outlet angle* pada pompa sentrifugal dengan tipe 65Y60 untuk mengetahui nilai *head*, daya, dan efisiensi pada berbagai macam kekentalan kinematis fluida, mulai dari $1 \text{ mm}^2/\text{s}$ hingga $255 \text{ mm}^2/\text{s}$. *Impeller* yang digunakan sebanyak 4 buah dengan variasi *outlet angle* 15° , 25° , 45° , dan 60° . Nilai dari *head* dan daya akan naik apabila nilai dari *outlet angle* semakin besar, sedangkan nilai dari efisiensi bergantung terhadap fluida yang digunakan. Bacharoudis et al. melakukan penelitian numerik menggunakan Star CCM+ mengenai efek dari perubahan geometri *outlet angle* dari suatu *impeller*. Penelitian dilakukan dengan menggunakan 3 jenis *impeller* dengan *outlet angle* yang berbeda, yaitu 50° , 30° , dan 20° . Dari hasil penelitian didapatkan bahwa nilai dari *head* akan naik apabila nilai dari *outlet angle* naik, sedangkan nilai dari

efisiensi akan turun apabila nilai dari *outlet angle* naik. Alif Arif W. melakukan penelitian mengenai efek dari *triming impeller* menggunakan peralatan pompa sentrifugal FM 50 milik Armfiel Inc. Penelitian ini dilakukan dengan pengurangan diameter dari diameter asli impeller bawaan pompa sentrifugal FM 50 sebanyak 4 kali dengan pengurangan 0,5 cm. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui garafik karakteristik kerja dan *best efficiency point* masing-masing *impeller*.

Pengujian dilakukan menggunakan pompa sentrifugal Armfield Inc. FM 50 milik Laboratorium Mekanika dan Mesin-Mesin Fluida Jurusan Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Pompa ini digunakan sebagai peralatan uji terhadap *Best Efficiency Point* (BEP), *head* aktual, dan daya pompa pada operasi tertentu, yang kemudian dapat dibuat menjadi kurva performa utama pompa sentrifugal. Pengujian dilakukan untuk mengetahui apakah perubahan *outlet angle* dari *impeller* berpengaruh secara signifikan terhadap perubahan *head* seperti pada perhitungan teoritis, dan pengaruh terhadap efisiensi kerja pompa serta bagaimana menggambarkan kurva karakteristik utama dan kurva karakteristik kerja serta menentukan *Best Efficiency Point* (BEP) untuk masing-masing *impeller*. Dalam pengujian ini menggunakan *impeller* bawaan dari pompa sentrifugal Armfield Inc. FM 50 yaitu *impeller backward* dengan diameter dalam 4 cm dan diameter luar 12 cm serta jumlah sudu sebanyak 6 buah yang nantinya akan dilakukan perubahan pada *outlet angle* pada *impeller* dengan kenaikan nilai dari *outlet angle* (β_2) sebesar 10° dari yang awal bernilai 10° naik menjadi 20° , 30° , 40° , dan 50° serta nilai dari *inlet angle* (β_1) konstan yaitu 20° . Kemudian dalam pengambilan data akan dilakukan pengambilan dengan variasi putaran motor dari 750 rpm hingga 1350 rpm dengan kenaikan putaran motor sebesar 150, dan variasi kapasitas dengan nilai 0.1 l/s hingga debit maksimal dengan kenaikan debit 0,05 l/s.

1.2 Rumusan Masalah

Analisis dilakukan terhadap *impeller backward* dengan variasi *outlet angle* yang dilakukan pada peralatan pompa sentrifugal Armfield Inc. tipe FM 50 secara perhitungan analitis dan eksperimen. Metode perhitungan analitis dilakukan dengan menganalisis segitiga kecepatan pada sudu *impeller* dan perhitungan *head* teoritis yang dipengaruhi oleh *outlet angle* (β_2). Metode eksperimen dilakukan dengan pengambilan data pada pompa sentrifugal. Adapun rumusan masalah dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh *outlet angle* (β_2) pada sudu *impeller* terhadap *Best Efisiensi Point* masing masing *impeller*?
2. Bagaimana menggambarkan kurva karakteristik utama dan karakteristik kerja pompa sentrifugal dan menentukan *Best Efficiency Point* (BEP) untuk masing-masing tipe *impeller*?
3. Bagaimana perbandingan hasil secara perhitungan analitis sudu takberhingga, perhitungan analitis sudu terbatas dan hasil eksperimen?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada analisa pengujian ini adalah sebagai berikut :

1. Aliran di dalam pipa diasumsikan berada dalam kondisi *steady flow* dan *incompressible*.
2. Fluida kerja yang digunakan adalah air.
3. *Impeller* yang digunakan adalah *impeller backward* dengan jumlah sudu sebanyak 6 buah dan berbentuk *single curvature*.
4. Efek *cavitasi* pada pompa diabaikan.
5. Pengujian pada peralatan pompa sentrifugal Armfield Inc. FM 50.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang dapat dirumuskan melalui pengujian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh perubahan *outlet angle* (β_2) pada sudu *impeller* terhadap operasi pompa sentrifugal.
2. Menggambarkan kurva karakteristik utama dan karakteristik kerja pompa serta menentukan *Best Efficiency Point* (BEP) pompa pada operasi tertentu untuk setiap jenis *impeller*.
3. Mengetahui perbandingan hasil analisis secara perhitungan analitis sudu takberhingga, perhitungan analitis sudu terbatas dan hasil eksperimen.

1.5 Manfaat Penelitian

Dari studi ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

1. Dapat mengetahui efek dari *outlet angle* (β_2) pada sudu *impeller* pada pompa sentrifugal guna meningkatkan performa pompa.
2. Dapat mengetahui jenis *impeller* terbaik berdasarkan *Best Efficiency Point* (BEP) masing-masing *impeller* untuk pemaksimalan penggunaan pompa.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pompa Secara Umum

Pompa adalah salah satu mesin fluida yang digunakan untuk memindahkan fluida dari tempat rendah ke tempat yang lebih tinggi atau memindahkan fluida dari daerah yang bertekanan rendah menuju daerah yang bertekanan tinggi. Fluida dialirkan melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada fluida yang dipindahkan.

2.1.1 Prinsip kerja pompa

Pompa beroperasi dengan prinsip perbedaan tekanan antara bagian masuk (*suction*) dengan bagian keluar (*discharge*). Prinsip kerja dari pompa adalah merubah energi mekanik dari suatu sumber tenaga (penggerak) menjadi energi hidraulik berupa aliran fluida, dimana energi ini berguna untuk mengalirkan fluida dan mengatasi hambatan sepanjang aliran.

2.1.2 Klasifikasi pompa

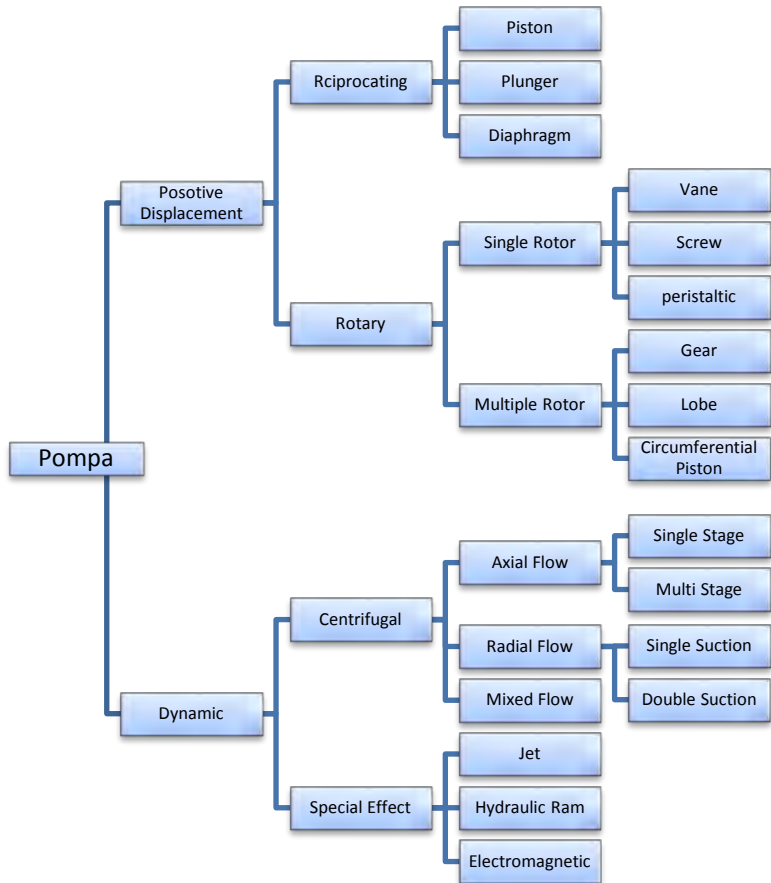
Klasifikasi dari pompa secara umum dibagi menjadi dua kelompok, yaitu *positive displacement pump* dan *dynamic pump* seperti pada gambar 2.1. Pengelompokan pompa didasarkan oleh cara pompa memindahkan fluida dari sisi *suction* ke sisi *discharge*. Klasifikasi dari pompa adalah sebagai berikut:

1. *Positive Displacement Pump*

Pompa jenis ini bekerja dengan volume ruangan berubah secara periodik dari besar ke kecil atau sebaliknya. Pada waktu pompa bekerja energi yang diberikan kepada fluida adalah energi tekan yang didapatkan dari proses pengecilan volume, jenis pompa ini biasanya langsung merubah energi mekanik menjadi energi tekan.

2. *Non Positive Displacement Pump* atau *Dynamic Pump*

Pompa jenis ini bekerja dengan volume yang tidak berubah atau konstan. Ketika pompa ini bekerja energi yang diberikan kepada fluida adalah energi kinetik. Proses pompa ini mengubah energi mekanik yang ditransfer menjadi energi kinetik kemudian diubah menjadi energi tekan.

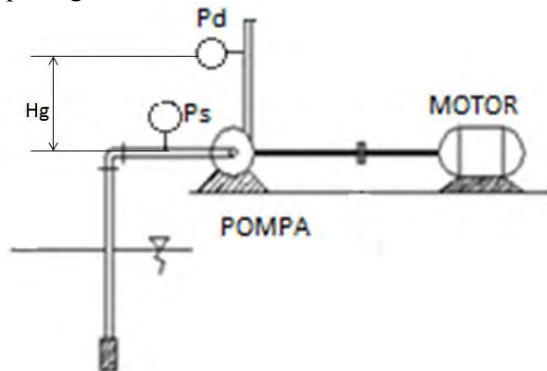


Gambar 2.1 Klasifikasi pompa

2.2 Dasar Perhitungan Pompa

2.2.1 Head efektif pada pompa

Dalam menghitung head untuk pompa dapat menggunakan perhitungan yang berdasarkan pada nilai tekanan yang ditunjukkan oleh manometer pada sisi *discharge* dan *suction*, serta nilai dari beda ketinggian dari kedua manometer. Gambar dari instalasi yang dapat digunakan dalam menghitung head efektif pompa dapat dilihat pada gambar 2.2



Gambar 2.2 Instalasi pompa

Nilai dari *head* efektif yang dibutuhkan pompa dengan menggunakan persamaan energi:

$$H = \frac{p_d - p_s}{\gamma} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + H_g \dots\dots\dots (2.1)$$

keterangan p_s : tekanan *suction* (Pa)

p_d : tekanan *discharge* (Pa)

v_s : kecepatan *suction* (m/s)

v_d : kecepatan *discharge* (m/s)

H_g : beda ketinggian antara manometer (m)

sedangkan berdasarkan faktor-faktor yang menyebabkan timbulnya *head*, maka nilai dari *head* dapat dibagi menjadi empat macam, yaitu:

1. *Head* yang terjadi karena adanya perbedaan tekanan antara sisi hisap dan tekan yang dapat dirumuskan sebagai $\left[\frac{P_d - P_s}{\gamma} \right]$, dan disebut dengan *Pressure Head*.
2. *Head* yang terjadi karena adanya perbedaan kecepatan fluida antara sisi hisap dan sisi tekan yang dapat dirumuskan sebagai $\left[\frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right]$, dan disebut dengan *Velocity Head*.

2.2.2 Daya pompa

Daya yang bekerja pada pompa dibagi menjadi 2 macam, yaitu daya yang diterima fluida atau disebut *Water Horse Power* (WHP), dan daya yang dikeluarkan oleh motor atau disebut *Brake Horse Power* (BHP).

Water Horse Power adalah energi yang secara efektif diterima oleh fluida dari pompa per satuan waktu. Nilai dari WHP dapat diperoleh dengan menggunakan rumusan:

$$WHP = \rho g Q H \dots\dots\dots(2.2)$$

dimana : ρ : Massa jenis Fluida (Kg/ m^3)

g : Percepatan Gravitasi (m/s^2)

Q : Kapasitas Pompa (m^3/s)

H : *Head* Efektif Pompa (m)

Sedangkan *Brake Horse Power* adalah daya yang dikeluarkan oleh motor untuk menggerakkan poros pada pompa. Nilai dari BHP dapat diperoleh menggunakan rumusan:

$$BHP = \frac{\rho g Q H}{\eta_{op}} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{op}} = \frac{WHP}{\eta_{op}} \dots\dots(2.3)$$

dimana : γ : Massa jenis fluida (N/ m^3)

η_{op} : Efisiensi *overall* Pompa

2.2.3 Kecepatan spesifik

Kecepatan spesifik pompa (n_s) didefinisikan sebagai putaran pompa model yang memiliki geometri yang sama dengan pompa yang ada. Kecepatan spesifik biasanya digunakan

sebagai tanda batasan untuk membedakan tipe *impeller* pompa dan penentu jenis pompa yang digunakan. Terdapat dua jenis kecepatan spesifik, yaitu kecepatan spesifik kinematik (*kinematic specific speed*) dan kecepatan spesifik dinamik (*dynamic specific speed*). Untuk menentukan kecepatan spesifik dapat digunakan persamaan berikut dengan asumsi H_t sama dengan 1 meter.

$$n_s = n \sqrt{\frac{Q}{Q_s H \sqrt{H}}} \dots \dots \dots (2.4)$$

$$n_s = n \sqrt{\frac{P}{P_s H \sqrt{H}}} \dots \dots \dots (2.5)$$

Nilai kecepatan spesifik kinematik (n_{sQ}) tidak tergantung pada harga viskositas dan massa jenis fluida kerja. Kecepatan spesifik kinematik memiliki nilai geometri yang sama dengan suatu pompa yang memiliki *impeller* berdiameter tertentu, dimana pompa tersebut memiliki kapasitas 1 m³/sec, dan nilai *head* 1 meter. Untuk menentukan kecepatan spesifik kinematik dapat dilihat pada persamaan berikut dengan asumsi $Q_s=1$ m³/sec

$$n_{sQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana: n_{sQ} : kecepatan spesifik kinematik
 Q : kapasitas aktual (m³/sec)
 H : *head* (m)

Nilai kecepatan spesifik dinamik (n_{sP}) didefinisikan sebagai kecepatan dari suatu model pompa yang memiliki nilai geometri sama dengan suatu prototipe pompa yang memiliki *head* 1 meter, daya 1 HP, dan kapasitas 0.0075 m³/sec. Untuk menentukan kecepatan spesifik dinamik dapat dilihat pada persamaan berikut dengan asumsi $P_s=1$ HP

$$\begin{aligned} n_{sP} &= \frac{n \sqrt{P}}{H^{5/4}} \\ P_e &= \frac{\gamma Q H}{75} \\ n_{sP} &= \frac{n \sqrt{\frac{\gamma Q H}{75}}}{H^{5/4}} = n \sqrt{\frac{\gamma Q}{75 H \sqrt{H}}} \dots \dots \dots (2.7) \end{aligned}$$

Dimana: n_{SP} : kecepatan spesifik dinamik
 n_{SQ} : kecepatan spesifik kinematik
 γ : berat jenis (kgf/m³)






Dimana hubungan antara kecepatan spesifik dinamik dan kinematik adalah:

$$n_{SP} = n_{SQ} \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dengan asumsi nilai berat jenis sebesar 1000 (kgf/m³), nilai dari daya sebesar 1 HP, dan nilai dari kapasitas 0.075 (m³/sec), maka akan didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$n_{SP} = 3.65 \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt{H^3}} \dots \dots \dots (2.9)$$

Kecepatan spesifik sangat berhubungan dengan kapasitas dan *head* dari suatu instalasi pompa. Nilai dari kecepatan spesifik sangat mempengaruhi efisiensi dari pompa. Sehingga dengan menggunakan rumusan kecepatan spesifik untuk kapasitas dan *head* yang ada, maka dapat ditentukan tipe *impeller* seperti pada tabel 2.1.

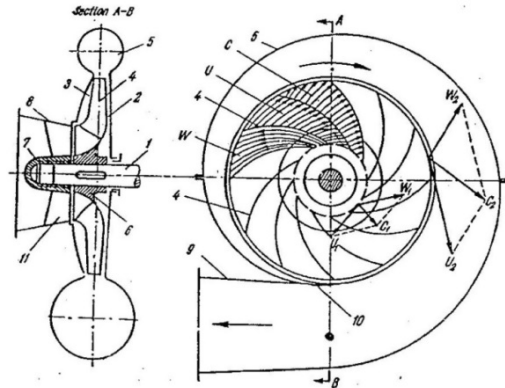
Centrifugal pumps			Mixed-flow impeller	Axial-flow impeller
Low-speed impeller	Moderate-speed impeller	High-speed impeller		
				
$n_{st} = 40-80$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2.5$	$n_{st} = 80-150$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 2$	$n_{st} = 150-300$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.8-1.4$	$n_{st} = 300-600$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 1.2-1.1$	$n_{st} = 600-2000$ $\frac{D_2}{D_0} \approx 0.8$

Tabel 2.1 Bentuk *impeller* berdasarkan kecepatan spesifik

2.3 Pompa Sentrifugal

Pompa sentrifugal merupakan salah satu jenis pompa *rotodynamic* dimana energi yang digunakan untuk memindahkan fluida berasal dari *impeller* yang berputar. Konstruksi pompa seperti pada gambar 2.3, terdiri dari bagian yang bergerak dan

bagian yang tetap. Elemen-elemen yang bergerak adalah *impeller* yang memiliki sudu-sudu dan poros yang menghubungkan daya penggerak dengan *impeller*. Sedangkan elemen-elemen yang tetap adalah rumah pompa yang berbentuk *volute chamber*, *guide vane*, dan bantalan (*bearing*).



Gambar 2.3 Gambar pompa sentrifugal

2.3.1 Prinsip kerja pompa sentrifugal

Perinsip kerja dari pompa sentrifugal adalah merubah energi kinetik fluida menjadi menjadi energi tekan fluida. Pompa jenis ini memanfaatkan gaya sentrifugal untuk menciptakan perbedaan tekanan antara sisi *suction* dan sisi *discharge*. Gaya sentrifugal dihasilkan dari putaran *impeller* pompa yang digerakkan oleh poros yang terhubung dengan motor penggerak. Fluida masuk ke dalam *impeller* secara axial dan keluar *impeller* secara radial. Fluida yang ada pada celah *impeller* pada sisi masuk akan diputar dan dihempaskan keluar *impeller* akibat dari gaya sentrifugal menuju ke *volute*. Di dalam *volute* energi kinetik dari fluida akan diubah menjadi tekanan, hal ini membuat fluida bisa mengalir ke sisi *discharge* pipa. Massa fluida yang meninggalkan pompa menciptakan kevakuman di dalam pompa, sehingga membuat fluida yang ada pada sisi *suction* pipa terhisap masuk ke dalam pompa.

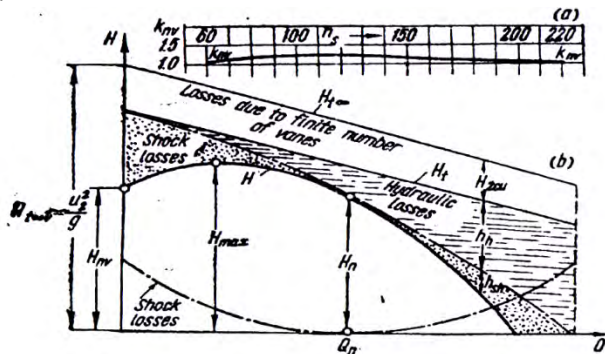
2.3.2 Klasifikasi pompa sentrifugal

Pompa sentrifugal dapat diklasifikasikan menjadi dua bagian berdasarkan beberapa metode (*khetagurov, 1966*), antara lain:

- a. Berdasarkan *Specific Velocity* (n_{s1})
 1. *Low-Speed Pumps*
Pompa jenis ini berkerja dengan *Specific Velocity* antara 40-80.
 2. *Moderate-Speed Pumps*
Pompa jenis ini berkerja dengan *Specific Velocity* antara 80-150.
 3. *High-Speed Pumps*
Pompa jenis ini berkerja dengan *Specific Velocity* antara 150-300.
 4. *Mix-Flow Pumps*
Pompa jenis ini berkerja dengan *Specific Velocity* antara 300-600.
- b. Berdasarkan Jumlah *impeller* dan *Stage*
 1. *Single-Impeller Pumps*
Pompa jenis ini memiliki satu *impeller* yang terpasang pada sebuah *casing*.
 2. *Multistage Pumps*
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *impeller* yang terpasang pada satu *casing* pompa yang dipasangkan secara seri.
 3. *Multi-Impeller Pumps*
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *impeller* yang terpasang pada satu *casing* pompa yang dipasangkan secara paralel.
 4. *Multi-Impeller Multistage Pumps*
Pompa jenis ini terdiri dari beberapa *impeller* yang terpasang pada satu *casing* dan dipasangkan secara gabungan, baik secara paralel maupun seri.

2.3.3 Losses yang terjadi pada pompa sentrifugal

Losses-losses pada instalasi pompa tidak bisa dihindari. Salah satu penyebabnya adalah jumlah sudu pompa yang tertentu, viskositas fluida kerja, serta perubahan arah aliran fluida yang semula axial menjadi radial. Gambar 2.4 menggambarkan kurva karakteristik kerja desain pompa sentrifugal yang dapat menggambarkan akibat dari *losses* yang timbul terhadap kerja pompa.



Gambar 2.4 Kurva karakteristik kerja desain pompa sentrifugal

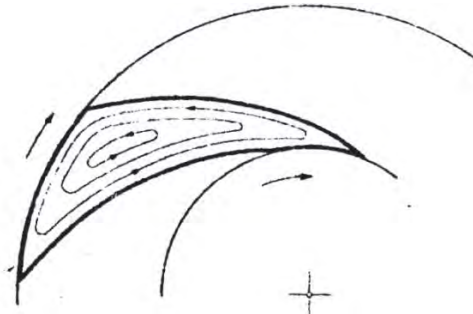
1. Kerugian akibat sirkulasi (K_{2cu}) atau *Slip Factor*

Penggunaan *impeller* dengan jumlah sudu terbatas dengan tebal sudu memberikan jarak atau ruangan antara suatu sudu dengan sudu lainnya apabila di bandingkan dengan *impeller* dengan sudu tidak terbatas. Ruangan antara sudu tersebut dapat menimbulkan sirkulasi aliran fluida di dalam celah *impeller* seperti pada gambar 2.5. Sirkulasi pada ruangan anatar sudu biasa disebut dengan *slip factor* yang mengakibatkan pengurangan nilai *head*. Nilia dari slip factor dapat dicari menggunakan persamaan semi empiris

$$\sigma = \frac{1}{1 - c_p} \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\text{diamana } c_p = 2 \frac{\psi}{Z} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \dots \dots \dots (2.11)$$

$$\psi = (0.55 \sim 0.68) + 0.6 \sin \beta_2 \dots \dots \dots (2.12)$$



Gambar 2.5 Sirkulasi pada pompa sentrifugal dengan jumlah sudu terbatas

2. Kerugian hidrolik (η_h)

Penggunaan fluida yang berbeda-beda dapat mengakibatkan kerugian hidraulik, karena setiap fluida memiliki nilai viskositas yang berbeda-beda sehingga akan timbul kerugian akibat gesekan antara fluida dengan saluran pada *impeller*. Akibat dari kerugian hidraulik akan menurunkan nilai *head* pompa.

3. Kerugian volumetris (η_v)

Kerugian ini terdiri dari kebocoran fluida kerja saat melewati *clearance*, *seal* pada poros, dan *packing*. Perbandingan antara debit keluaran pompa dengan debit masuk kedalam pompa secara teoritis disebut sebagai *volumetric efficiency*.

$$\eta_v = \frac{Q_s}{Q_{ts}} \dots \dots \dots (2.13)$$

4. *Shock Losses*

Kerugian ini timbul akibat perubahan kecepatan alir fluida ketika melewati rongga *impeller* serta separasi partikel fluida pada *impeller* akan menimbulkan *losses* pada pompa, kerugian juga timbul akibat *impact* dari perubahan arah aliran fluida yang semula axial ke arah pompa menjadi arah radial pompa.

5. Kerugian Mekanis (η_m)

Kerugian ini mengurangi daya yang diberikan ke *impeller* pompa, sehingga energi yang diberikan ke fluida kerja saat *impeller* berputar menjadi berkurang. Kerugian mekanis ini terjadi akibat adanya gesekan pada komponen-komponen yang bekerja. Perbandingan daya indikasi terhadap daya poros dari motor yang terhubung disebut efisiensi mekanis. Dimana nilai η_m berkisar antara 0.9 – 0.97

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_{shaft}} = \frac{\gamma Q_{ts} H_t}{N_{shaft}} \dots\dots\dots (2.14)$$

Sedangkan perbandingan antara daya yang berguna dengan daya indikatif memunculkan efisiensi indikatif. Dimana nilai η_i bernilai antara 0.7 – 0.9

$$\eta_i = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q_{ts} H_t} = \eta_v \eta_m \dots\dots\dots (2.15)$$

Dari semua efisiensi tersebut dapat dihasilkan menjadi efisiensi pompa *overall* seperti persamaan berikut:

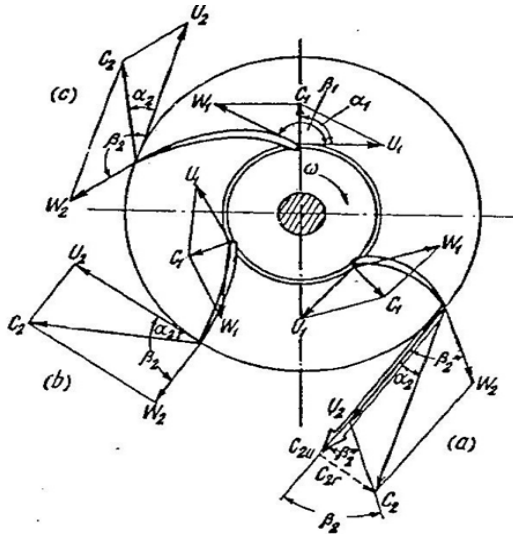
$$\eta_{ovr} = \eta_h \eta_v \eta_m \dots\dots\dots (2.16)$$

2.4 Impeller Pompa Sentrifugal

Impeller adalah bagian penting pompa sentrifugal dimana terjadi perubahan energi mekanis berupa putaran menjadi kecepatan, aliran pada *impeller* akan diputar oleh motor penggerak pompa, menyebabkan aliran akan berputar dan gerakan aliran akan mengikuti bentuk sudu *impeller* dan keluar dengan kecepatan yang besar. Sudu-sudu tersebut juga berfungsi untuk meningkatkan *moment of momentum* dari suatu fluida yang melewati *impeller*.

Ada tiga jenis *impeller* berdasarkan arah sudunya, yaitu *impeller forward vane*, *backward vane*, dan *radial vane* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.6. Jenis *impeller backward vane* memiliki bentuk sudu dengan sudut antara kecepatan keliling dan kecepatan relatif (β) diatas 90° . *Impeller radial vane* memiliki bentuk sudu yang memiliki sudut β sama dengan 90° . Dan jenis

impeller forward vane memiliki bentuk sudu yang memiliki sudut β dibawah 90° . Untuk jenis *impeller forward vane* ini memiliki nilai *head* teoritis yang tinggi, namun jarang digunakan karena efisiensinya rendah dan biaya operasinya yang tinggi. Hal ini disebabkan karena banyaknya *head losses* akibat *friction* dan sirkulasi aliran, biasanya *impeller* jenis ini cenderung menimbulkan getaran yang tinggi. Oleh karena itu, *impeller* yang umumnya digunakan pada industri adalah *impeller backward vane* yang cenderung menghasilkan aliran yang halus karena bentuk *vane* yang mengikuti putaran *impeller*.

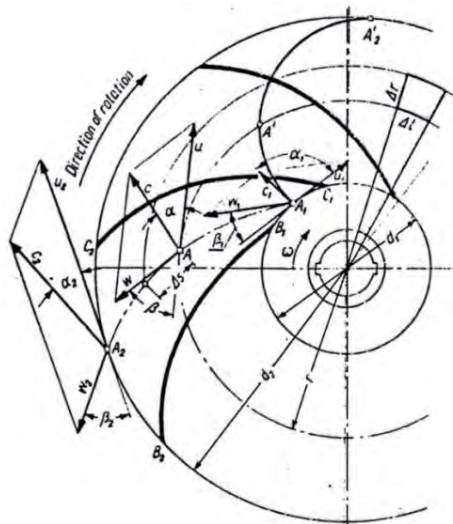


Gamabar 2.6 Jenis-jenis *vane* pada *impeller*, (a) *forward vane*, (b) *radial vane*, dan (c) *backward vane*

2.4.1 Segitiga kecepatan dan *head* teoritis pada *impeller*

Aliran fluida akan memasuki *impeller* melewati sisi *inlet* pada bagian tengah *impeller* dengan diameter inlet (r_1). *Impeller* yang berputar dengan kecepatan sudut (ω) akan memberikan gaya sentrifugal pada fluida sehingga menimbulkan vektor kecepatan relatif (w) pada sisi masuk (*inlet*) dan sisi keluar (*outlet*) dari

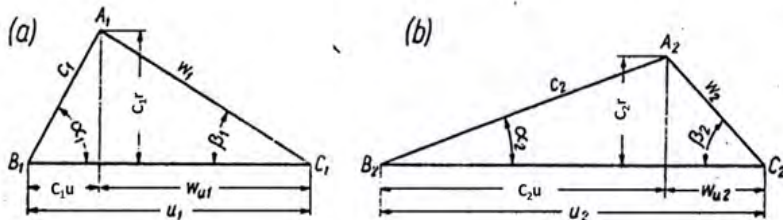
impeller. Perputaran *impeller* juga menimbulkan vektor kecepatan keliling (u) pada sisi *inlet* dan *outlet*. Nilai dari negatif vektor kecepatan keliling dan vektor kecepatan relatif akan membentuk sudut relatif (β) yang berfungsi untuk mendapatkan vektor resultan dari kedua vektor kecepatan yaitu vektor kecepatan absolut (c) dengan sudut antara kecepatan absolut dan kecepatan keliling adalah sudut absolut (α). Komponen tersebut dapat dilihat pada gambar 2.7 yang merupakan gambaran aliran melintasi *impeller*.



Gambar 2.7 Aliran melintasi *impeller*

Selanjutnya vektor kecepatan absolut dapat di proyeksikan kepada vektor kecepatan keliling dalam hal ini berada pada sumbu-x sehingga didapatkan komponen tangensial berupa c_{1u} , dan kecepatan absolut juga dapat diproyeksikan pada kecepatan relatif dalam hal ini berada pada sumbu-y yang akan menghasilkan komponen meridian atau radial. Komponen radial dari kecepatan absolut dinotasikan dengan c_{1r} dan komponen tangensialnya sebagai c_{1u} untuk bagian *inlet*, sedangkan pada sisi

outlet terdapat c_{2r} dan c_{2u} . Komponen-komponen tersebut akan membentuk segitiga kecepatan pada sisi *inlet* dan *outlet impeller* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Segitiga kecepatan (a) *Inlet* dan (b) *Outlet impeller*

Segitiga kecepatan dapat digunakan untuk mencari *head loss* teoritis yang dihasilkan oleh suatu *impeller* dengan putaran tertentu. Dengan menggunakan asumsi jumlah sudu tidak terbatas pada *impeller* dan fluida yang bekerja adalah fluida teoritis, yakni fluida *inviscid* dan *incompressible*, sehingga dari rumusan transportasi Reynolds untuk *moment of momentum* dengan *control surface inlet* dan *outlet impeller* didapatkan persamaan:

$$H_{t\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \dots\dots\dots (2.17)$$

2.4.2 Pengaruh *outlet angle* terhadap *head* teoritis

Variasi dari sudut kecepatan relatif suatu *impeller* sangat berpengaruh, dapat dilihat dari persamaan *head* teoritis bahwa nilai dari sudut kecepatan relatif (β) sangat mempengaruhi nilai kecepatan c_{2u} dan c_{2r} dimana kedua nilai tersebut berpengaruh terhadap nilai *head* yang dihasilkan oleh suatu *impeller*, sehingga dengan menggunakan rumusan segitiga kecepatan didapatkan persamaan:

$$\begin{aligned} \tan(\beta_2) &= \frac{c_{2r}}{u_2 - c_{2u}} \\ (u_2 - c_{2u}) \times \tan(\beta_2) &= c_{2r} \\ u_2 - c_{2u} &= \frac{c_{2r}}{\tan(\beta_2)} \\ c_{2u} &= u_2 - c_{2r} \cot \beta_2 \dots\dots\dots (2.18) \end{aligned}$$

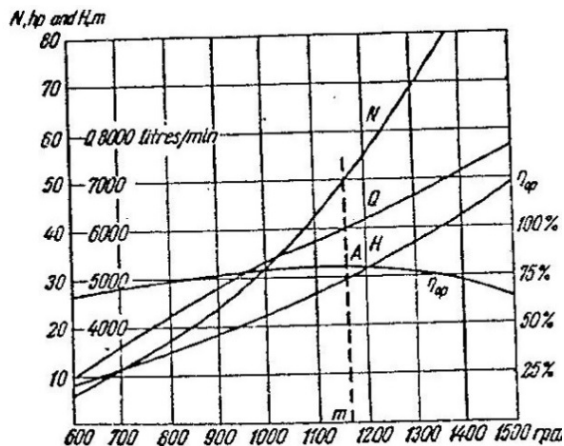
Dan untuk mendapatkan persamaan *head* teoritis fungsi dari *outlet angle*, maka persamaan c_{2u} , persamaan (2.18), disubstitusikan pada persamaan *head* teoritis, persamaan (2.17), sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$H_{t\infty} = \left[\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right] \dots \dots \dots (2.19)$$

Berdasarkan rumusan *head* diatas dapat diketahui nilai *head* bergantung dari sudut *outlet* dan *inlet impeller*. Apabila nilai dari nilai dari sudut β kurang dari 90° maka nilai dari $\cot \beta$ akan bernilai positif. Sehingga bila nilai sudut β semakin mendekati 90° maka nilai *head* akan semakin besar.

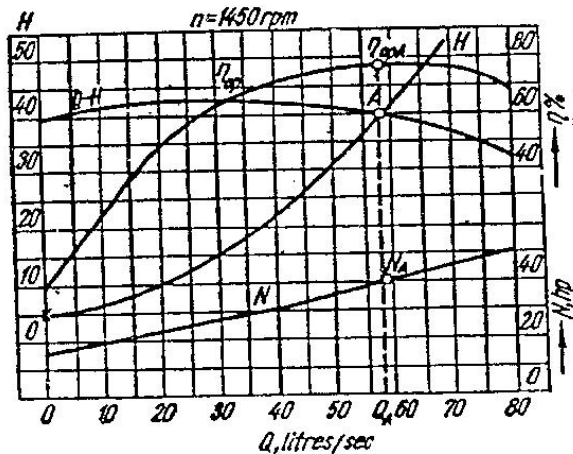
2.4.3 Karakteristik pompa sentrifugal

Karakteristik pompa sentrifugal dibagi menjadi 2 jenis, yaitu karakteristik utama dan karakteristik kerja. Karakteristik utama adalah gambaran grafik dari *head*, daya, kapasitas, dan efisiensi suatu pompa terhadap kenaikan putaran motor seperti pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Karakteristik utama pompa sentrifugal

Karakteristik kerja adalah gambaran grafik dari hasil nilai *head* dan daya pompa yang merupakan fungsi dari kapasitas pompa, kemudian grafik ditambahkan nilai efisiensi. Karakteristik kerja pompa yang dapat dilihat pada gambar 2.10 menunjukkan beberapa kurva, seperti kurva *head* pompa, efisiensi pompa, daya pompa, dan karakteristik pipeline pompa. Dalam karakteristik kerja akan didapatkan titik operasi atau titik kerja dari pompa yang merupakan perpotongan antara kurva *head* pompa dan kurva *head* pipeline.



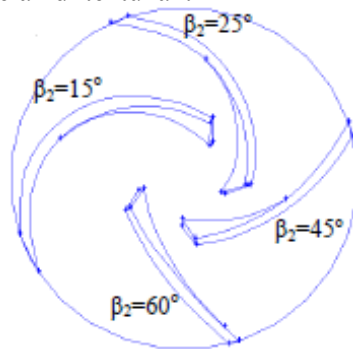
Gambar 2.10 Karakteristik kerja pompa sentrifugal

2.5 Peneliti Terdahulu

2.5.1 W. G. Li, 2011

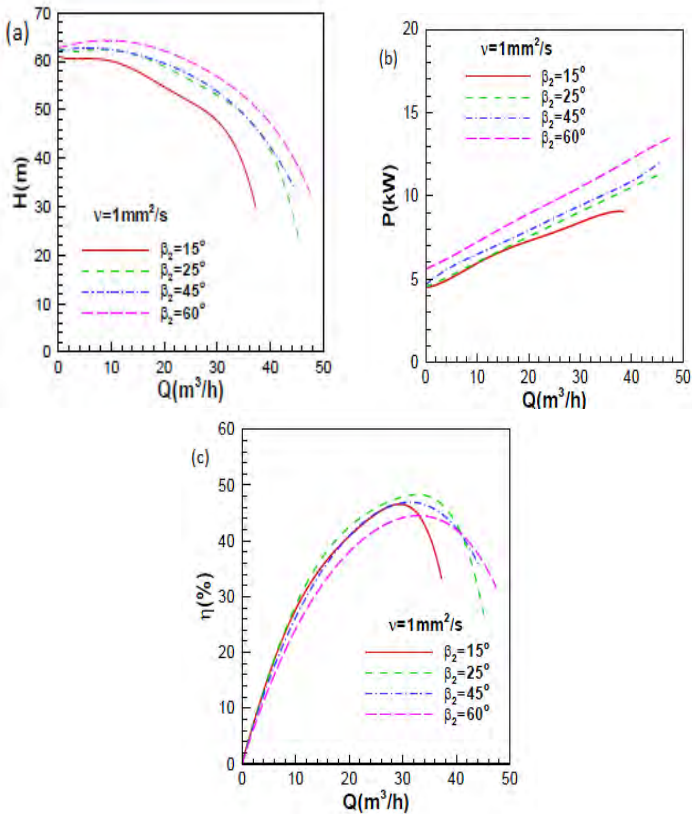
W. G. Li melakukan penelitian mengenai efek dari *discharge angle* dari suatu *impeller*. percobaan dilakukan menggunakan pompa sentrifugal tipe 65Y60 yang merupakan pompa minyak standar industri dengan nilai *specific speed* 41.6. Penelitian dilakukan dengan menggunakan 4 jenis *impeller* dengan *discharge angle* (β) yang berbeda, yaitu 15° , 25° , 45° , dan 60° yang ditunjukkan pada gambar 2.11. *Impeller* yang digunakan memiliki jumlah sudu sebanyak 5, dimana untuk masing masing jenis *discharge angle* memiliki panjang sudu yang berbeda.

Penelitian ini juga menggunakan variasi lain berupa variasi fluida yang digunakan, yaitu air dan beberapa minyak dengan berbagai nilai viskositas. Tujuan penelitian ini adalah untuk mengamati nilai *head*, efisiensi, dan daya motor dari masing masing variasi yang telah di tentukan.



Gambar 2.11 Blade pattern dari *impeller* (Li, 2011)

Hasil penelitian yang dilakukan ditunjukkan pada gambar 2.12 yang menggambarkan bahwa nilai *head* dan daya akan semakin meningkat dengan bertambahnya nilai discharge angle, sedangkan untuk nilai performa (efisiensi) pompa memiliki hasil yang berbeda dengan hasil *head* dan daya poros, nilai efisiensi memberikan hasil yang berbeda-beda tergantung dari viskositas fluida yang digunakan. Sedangkan dengan bertambahnya nilai viskositas kinematis maka nilai *head* dan daya akan semakin meningkat walaupun tidak begitu signifikan. W.G.Li menyimpulkan bahwa nilai *discharge angle* lebih besar belum tentu memiliki nilai efisiensi yang lebih baik.

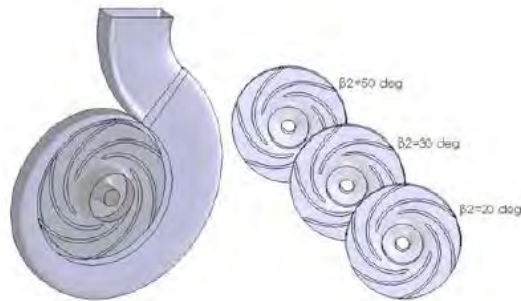


Gambar 2.12 Grafik pengaruh *discharge angle* terhadap (a) head, (b) daya, (c) efisiensi. (Li, 2011)

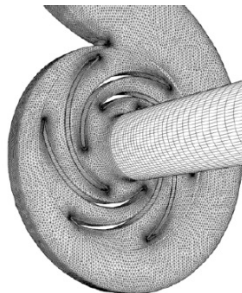
W.G.Li menyimpulkan bahwa *discharge angle* memiliki pengaruh yang dominan terhadap nilai head untuk semua jenis fluida. Dari hasil penelitian didapatkan bahwa *impeller* dengan *discharge angle* 25° memiliki efisiensi yang paling baik untuk fluida dengan viskositas dibawah $200 \text{ mm}^2/\text{s}$, dan *impeller* dengan *discharge angle* 60° memiliki efisiensi paling baik untuk nilai viskositas diatas $200 \text{ mm}^2/\text{s}$.

2.5.2 Bacharoudis et al, 2008

Bacharoudis et al. melakukan penelitian numerik mengenai efek dari perubahan geometri *discharge angle* dari suatu *impeller*. Penelitian dilakukan dengan menggunakan tiga jenis *impeller* dengan *discharge angle* (β_2) yang berbeda, yaitu 50° , 30° , dan 20° seperti pada gambar 2.13. *Impeller* yang digunakan memiliki dimensi diameter *inlet* 150 mm, diameter *outlet* 280 mm dan *inlet angle* (β_1) 14° . Tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui nilai *head*, efisiensi, dan daya motor dari masing masing variasi yang telah di berikan dengan penelitian numerik yang menggunakan meshing pompa pada gambar 2.14.



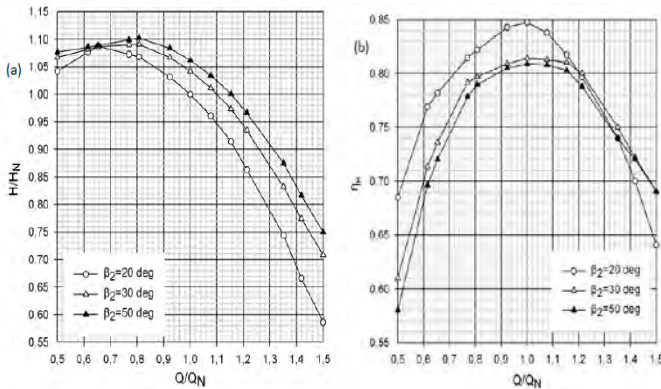
Gambar 2.13 Geometri pompa dan *impeller* (Bacharoudis et al,2008)



Gambar 2.14 Mesh pompa dan *impeller* (Bacharoudis et al,2008)

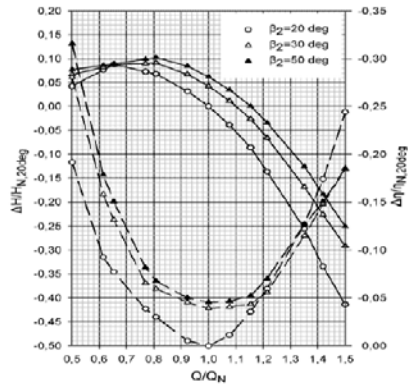
Apabila sudut β_2 meningkat, maka total *head* meningkat juga, dan akibat adanya slip faktor maka pengaruh bertambahnya

sudut β_2 akan dikurangi oleh nilai slip faktor sehingga mempengaruhi bentuk dari kurva H-Q. Hasil *numerical prediction* dari kurva H-Q dan kurva efisiensi seperti pada gambar 2.15, di mana grafik H-Q digambarkan dengan koordinat *non-dimensional*. Pada sumbu-y adalah fungsi dari *head* (H/H_N) dengan nilai $H_N = 8.93$ m dan sumbu-x adalah fungsi dari debit (Q/Q_N) di mana $Q_N = 58.5$ m³/h. Sedangkan untuk kurva efisiensi pada digambarkan untuk kedua sumbu *non-dimensional*, dengan sumbu-y sebagai fungsi efisiensi dan sumbu-x adalah fungsi debit (Q/Q_N).



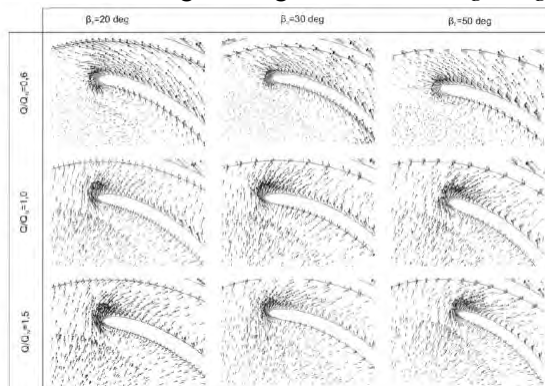
Gambar 2.15 (a) Kurva *head* prediksi (b) Kurva efisiensi prediksi untuk masing-masing *impeller* (Bacharoudis et al,2008)

Nilai dari debit nominal dapat diambil dengan mengambil nilai efisiensi optimal dari masing-masing *impeller*. Penurunan debit sebesar 50% dari debit optimal akan menurunkan efisiensi sebesar 20% untuk *impeller* sudut β_2 20° , 25% untuk *impeller* sudut β_2 30° , dan 28% untuk *impeller* sudut β_2 50° . Sedangkan apabila menekan debit sebesar 50% dari debit optimum akan menurunkan efisiensi pada *impeller* 20° , 30° , dan 50° secara berurut adalah 20%, 15%, dan 15%. Kedua grafik tersebut dapat di gabungkan untuk melihat pengaruh perubahan *outlet angle* dengan referensi yang sesuai dengan nilai H / H_N dan η_H pada kapasitas nominal untuk *impeller* yang memiliki $\beta_2 = 20$ deg.

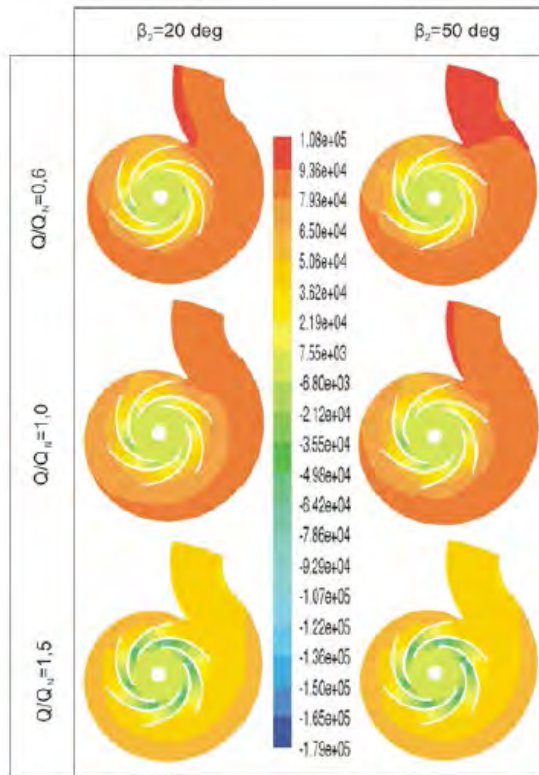


Gambar 2.16 Perbandingan persentase kurva *head* dan kurva efisiensi. (Bacharoudis et al,2008)

Berdasarkan hasil numerik didapatkan hasil komputasi mengenai distribusi tekanan statis pada gambar 2.18 dimana garis kontinu merupakan kurva nilai head dan garis putus-putus merupakan kurva efisiensi. Pada *outlet angle* paling besar dan kapasitas rendah memiliki tekanan paling tinggi pada pompa. Gambar 2.17 menggambarkan kecepatan absolut pada bagian ujung *blade* untuk masing-masing variasi *discharge angle*.



Gambar 2.17. Gambaran kecepatan absolut untuk masing-masing *discharge angle*. (Bacharoudis et al,2008)



Gambar 2.18. Distribusi tekanan di dalam pompa (Bacharoudis et al,2008)

2.5.3 A. Manivannan, 2010

Manivannan melakukan penelitian numerik menggunakan Star CCM+ mengenai pengaruh perubahan geometri *impeller* pada pompa sentrifugal dengan aliran *mixed flow*. Penelitian ini dilakukan dengan numerik untuk menghilangkan efek parameter bebas yang ada pada pompa. Spesifikasi pompa dan impeller ditunjukkan pada tabel 2.2 Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengamati *internal flow* pada *impeller*, *head* dan efisiensi yang terjadi.

Tabel 2.2 Spesifikasi Pompa

Bore size	152.4 mm
Capacity	40 m ³ /hr
Number of stages	6
Head	28 m per stage
Flow type	Mixed flow

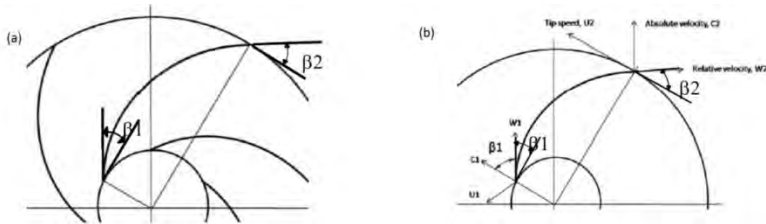
Tabel 2.3 Spesifikasi *Impeller*

Parameters	Size
Impeller inlet (Di)	75 mm
Impeller outlet (Do)	105 mm
Blades number	6
Inlet angle (β_1)	15°
Outlet angle (β_2)	35°
Blade thickness (b)	1.25 mm
Blade inlet height (Li)	21 mm
Blade inlet height (Lo)	16 mm

Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan geometri yang ditunjukkan gambar 2.19 pada tiga buah *impeller* yang memiliki *inlet angle* dan *outlet angle* yang berubah-ubah seperti pada tabel 2.4. *Impeller* yang ada dimodifikasi untuk mendapatkan hasil yang lebih baik. Kinerja pompa sangat tergantung pada kinerja dari *impeller*, sedangkan efisiensi tergantung pada kondisi aliran di dalam *impeller*.

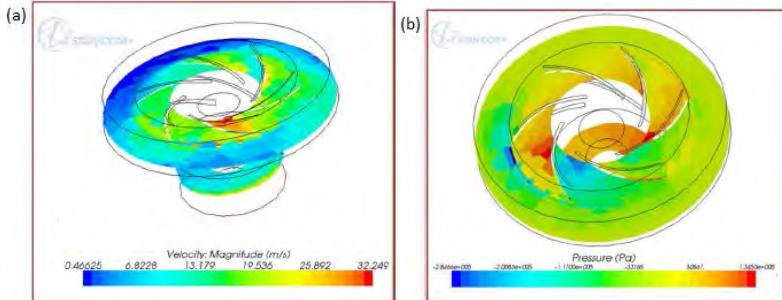
Tabel 2.4 Variasi *Impeller* yang Dilakukan

Impeller design	Inlet angle	Outlet angle
Existing	15°	35°
Impeller 1	15°	30°
Impeller 2	25°	30°
Impeller 3	35°	25°



Gambar 2.19 (a) Vane angle, dan (b) Segitiga kecepatan (Manivannan,2010)

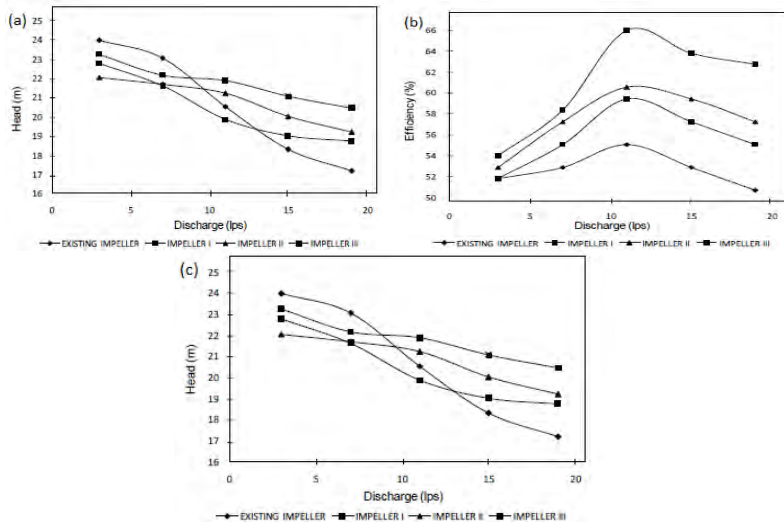
Dari hasil penelitian numerik menggunakan Star CCM+ didapatkan kontur kecepatan dan tekanan seperti pada gambar 2.20. Pada kontur kecepatan dapat dilihat bahwa kecepatan fluida turun yang digambarkan dengan perubahan warna dari ijau ke biru. Sedangkan pada kontur tekana dapat diketahui bahwa pada *impeller* akan mengalami kenaikan tekanan yang dibuktikan oleh warna kontur pada inlet dominan warna kuning sedangkan pada outlet lebih dominan warna hijau, dimana warna hijau mengartikan tekanan yang lebih besar dari pada warna kuning.



Gambar 2.20 Hasil penelitian numerik pada *impeller* (a) Kontur kecepatan, (b) Kontur tekanan (Manivannan,2010)

Hasil dari penelitian yang dilakukan oleh Manivannan dapat dilihat pada gambar 2.21 dimana nilai dari *head impeller existing* akan turun dikarenakan semakin besarnya kapasitas. Apabila kapasitas semakin besar maka akan memperbesar kecepatan melalui *impeller*, sehingga apabila kecepatan naik maka tekanan

akan turun. Pada *impeller* 1 nilai *head* akan naik 3.22%, *impeller* 2 akan meningkatkan nilai *head* hingga 10,29%, dan *impeller* 3 akan meningkatkan *head* sebesar 13,66% lebih besar dari pada *impeller existing* yang dibandingkan pada *best efficiency point*. Sehingga *impeller* 3 dinyatakan memiliki hasil yang optimum.



Gambar 2.21 Hasil penelitian pada keempat *impeller* (a) Grafik *head*, (b) Grafik efisiensi, (c) Grafik daya (Manivannan,2010)

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Langkah – Langkah Penelitian

Langkah – langkah penelitian terdiri dari studi literatur, peninjauan alat, pengambilan data awal pompa menggunakan software *FM 50 Centrifugal Pump*.

3.1.1 Studi literatur

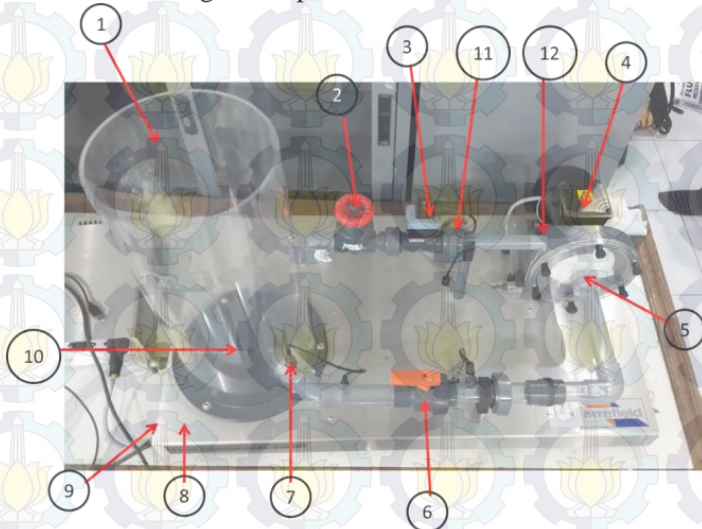
Studi literatur dilakukan untuk mengetahui dan memahami beberapa hal mengenai:

- a. Sistem pompa meliputi komponen pada sistem perpipaan, kekasaran material, dan standar yang digunakan.
- b. Teori dan persamaan dasar dalam perhitungan pompa dan serta sistem perpipaan

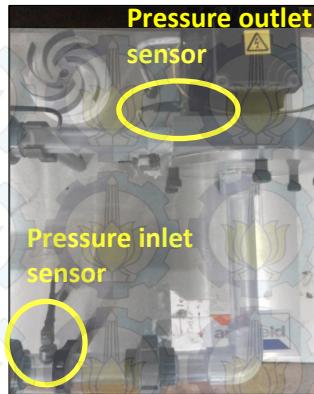
3.1.2 Peninjauan alat

Berdasarkan Hasil Peninjauan, komponen dari pompa yang digunakan adalah sebagai berikut :

1. Centrifugal Pump Armfield, inc.



Gambar 3.1 Komponen pompa sentrifugal Armfield FM 50 Inc



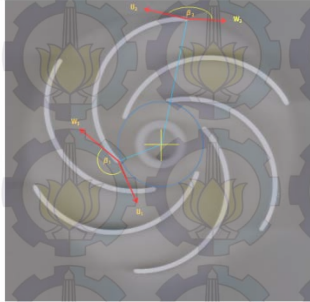
Gambar 3.2 Skema pompa sentrifugal Armfield FM 50 Inc

Keterangan :

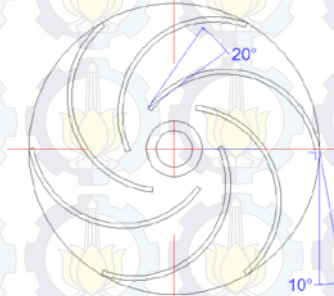
- (1) air ditampung dalam tanki reservoir transparan, susunan baffle didalamnya untuk menahan olakan aliran dan memisahkan gelembung udara sebelum dihisap kedalam pipa inlet
- (2) katup tipe *gate-valve* mengatur debit aliran melalui pompa dan tekanan *discharge*
- (3) flowmeter tipe turbin untuk mengukur laju volumetrik aliran
- (4) air disalurkan menuju inlet pompa melalui pipa plastik.
- (5) sensor tekanan *suction*
- (6) katup type *ball-valve* untuk mengatur aliran masuk ke inlet pompa, yang mengakibatkan perubahan tekanan inlet (*suction head*).
- (7) sensor suhu untuk mengukur kondisi udara pada inlet
- (9) *valve* untuk mengosongkan reservoir
- (10) *valve* untuk mengosongkan air dari *cassing*
- (11) sensor tekanan untuk mengukur tekanan *discharge*.

2.Backward Impeller

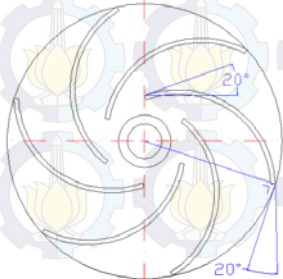
Backward impeller yang digunakan adalah *impeller* single curvature dengan jumlah sudu sebanyak 6 buah dengan *inlet angle* 20° . *Impeller* yang digunakan adalah *impeller* yang divariasikan nilai *outlet angle* dengan nilai 10° dan dinaikkan nilainya 10° sebanyak 4 kali.



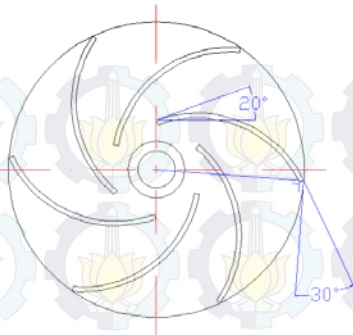
Gambar 3.3 Backward *impeller* FM 50 dengan $\beta_2 = 10^\circ$



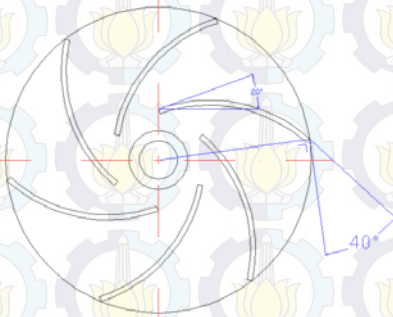
Gambar 3.4 Variasi *outlet angle* 10°



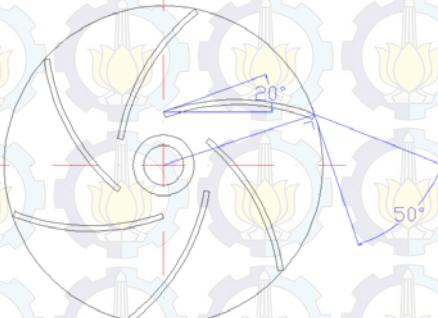
Gambar 3.5 Variasi *outlet angle* 20°



Gambar 3.6 Variasi outlet angle 30°



Gambar 3.7 Variasi outlet angle 40°



Gambar 3.8 Variasi outlet angle 50°

3.2. Prosedur Penelitian

3.2.1. Langkah-langkah eksperimen

Adapun langkah-langkah yang harus dilakukan dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut:

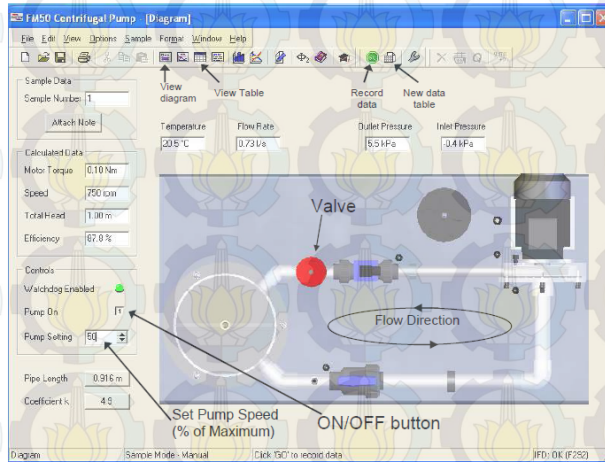
1. Siapkan 5 buah impeller backward dengan diameter 120 mm dengan perbedaan variasi *onlet angle*, yaitu 10° , 20° , 13° , 40° , dan 50° .
2. Buka program *FM50 Centrifugal Pump*, sehingga menampilkan *display* seperti pada gambar 3.2 pada layar komputer.
3. Pastikan katup *inlet* dan *outlet* terbuka penuh.
4. Tekan tombol ON/OFF sehingga menunjukkan “1”.
5. Set kecepatan putaran pompa secara perlahan dari kecil hingga putaran 150 rpm
6. Pastikan telah tersedia tabel data kosong. Bila belum tersedia, tekan ikon **New data table**.
7. Putar katup outlet/*discharge valve* sehingga debit aliran turun menjadi sebesar 0.1 liter/detik
8. Tunggu beberapa menit (minimal 1 menit) sampai pompa mencapai kondisi *steady* / tunak. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan hasil data yang baik.
9. Setelah tercapai kondisi *steady*, klik tombol **Record data** atau tombol ‘Go’ berwarna hijau melalui kontrol diagram atau tabel.
10. Pengambilan data dilakukan 3 kali atau 3 kali klik **Record data** dengan selang 1 menit tiap pengambilan data, dari ketiga nilai yang didapat akan diambil rata-rata nantinya .
11. Kembali ke diagram control, naikkan kecepatan putaran pompa sebesar 150 rpm menjadi 300 rpm.
12. Langkah 5 sampai 11 diulangi. Ulangi pula prosedur ini untuk sampai putaran 600 rpm dengan kenaikan 150 rpm sehingga diperoleh 1 set data (satu set data untuk tiap kecepatan putaran).

13. Ketika selesai, simpan tabel dalam bentuk dokumen Excel.
14. Ubah putaran motor menjadi 750 rpm, kemudian dilakukan kenaikan debit sebesar 0.05 liter/detik dengan memutar katup *outlet*. Pengambilan data dilakukan hingga mencapai debit maksimal, dimana setiap putaran tertentu memiliki debit maksimal yang berbeda-beda.
15. Ubah putaran motor menjadi 900 rpm.
16. Ketika selesai, simpan tabel dalam bentuk dokumen Excel.
17. Kembali ke diagram kontrol, ubah kecepatan putaran pompa ke 900 rpm.
18. Ulangi langkah 14 sampai 16. Ulangi pula prosedur ini sampai putaran 1350 rpm dengan kenaikan putaran 150 rpm sehingga diperoleh 5 set data (satu set data untuk setiap kecepatan putaran).
19. Tekan tombol ON/OFF ke “0” untuk mematikan pompa. Matikan pula aliran listrik ke apparatus praktikum.
20. Buka casing pompa, ganti *impeller* 1 dengan *impeller* 2.
21. Ulangi langkah 2 sampai 16 untuk *impeller* 3 hingga *impeller* 5 sehingga didapatkan sejumlah data set yang sama seperti pada *impeller* 1.
22. Bila telah terambil semua data, tekan tombol ON/OFF ke “0” untuk mematikan pompa. Matikan pula aliran listrik ke apparatus praktikum.

3.2.2. User interface

Gambar 3.3. menunjukkan tampilan *interface* untuk kontrol pompa sentrifugal pada program *FM50 Centrifugal Pump*, dengan tombol ON/OFF (1 bila pompa menyala, 0 bila pompa mati), rekaman data dan membuat tabel data baru. Kecepatan putaran pompa diatur dalam bentuk persen kecepatan maksimum.

Katup yang ditunjukkan berwarna merah menggambarkan katup pengatur laju aliran (katup outlet).



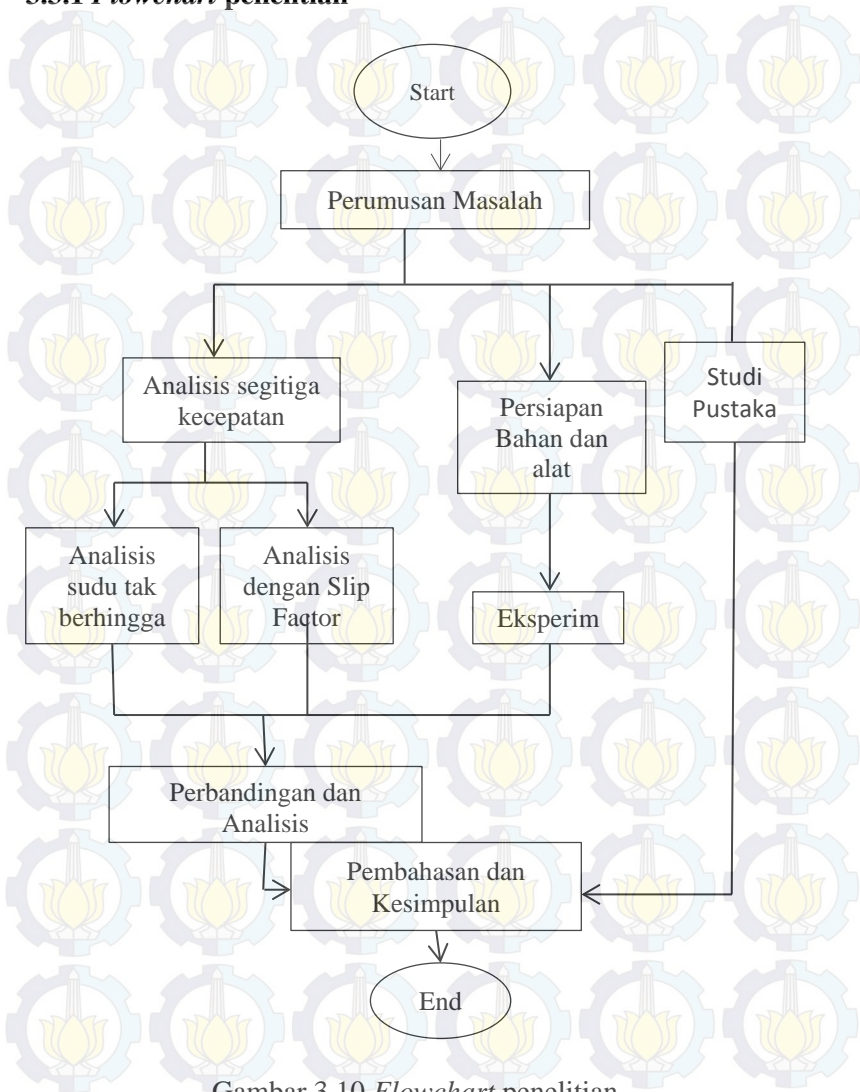
Gambar 3.9 Diagram kontrol pompa sentrifugal

3.2.3 Pengolahan data

Dari data *excel* yang didapat akan dilakukan pengeplotan data untuk membuat kurva karakteristik pompa dan menentukan *Best Efficiency Point* (BEP).

3.3 Flowchart Penelitian

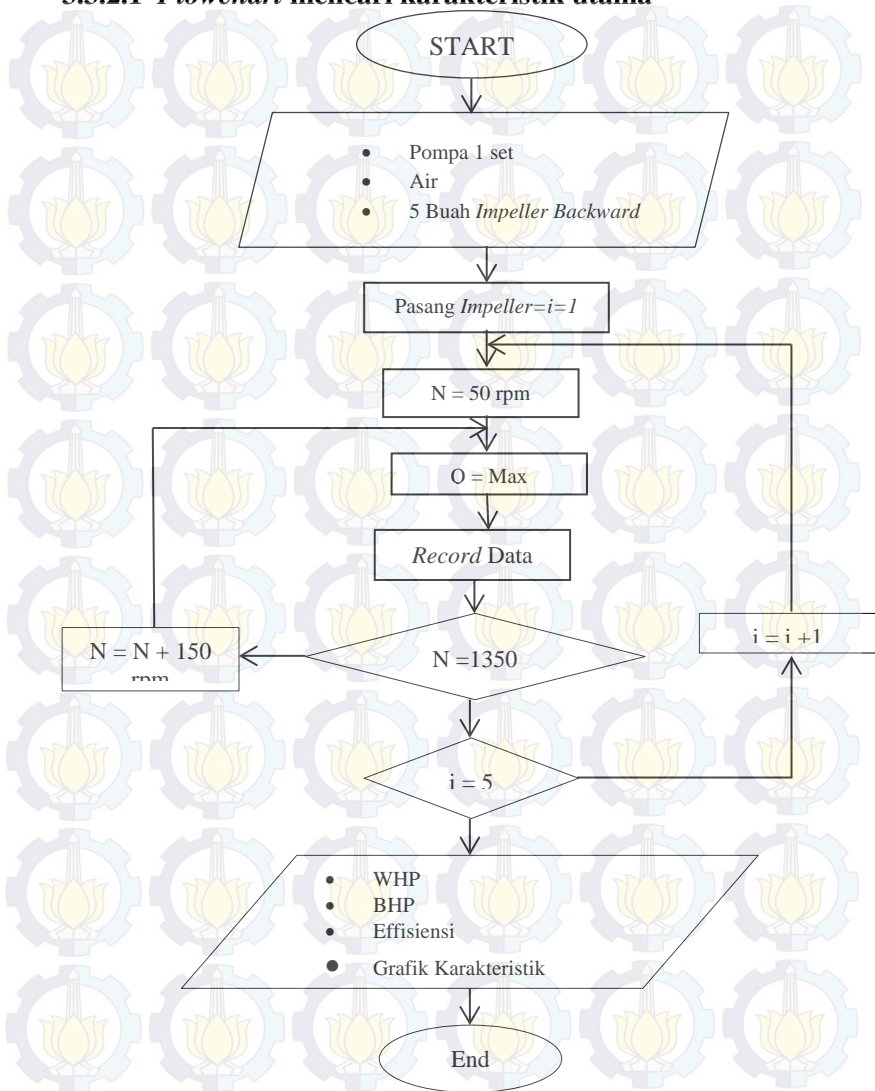
3.3.1 Flowchart penelitian



Gambar 3.10 Flowchart penelitian

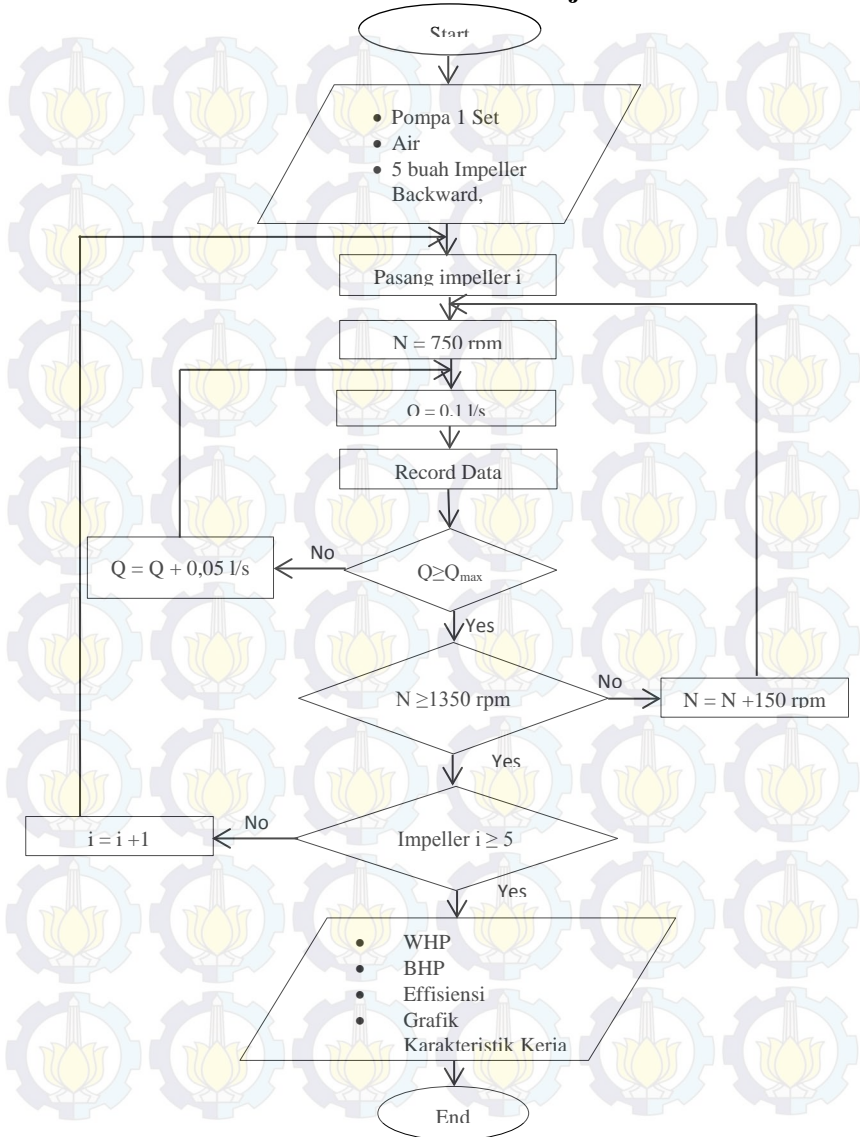
3.3.2 Flowchart eksperimen

3.3.2.1 Flowchart mencari karakteristik utama



Gambar 3.11 Flowchart eksperimen karateristik utama

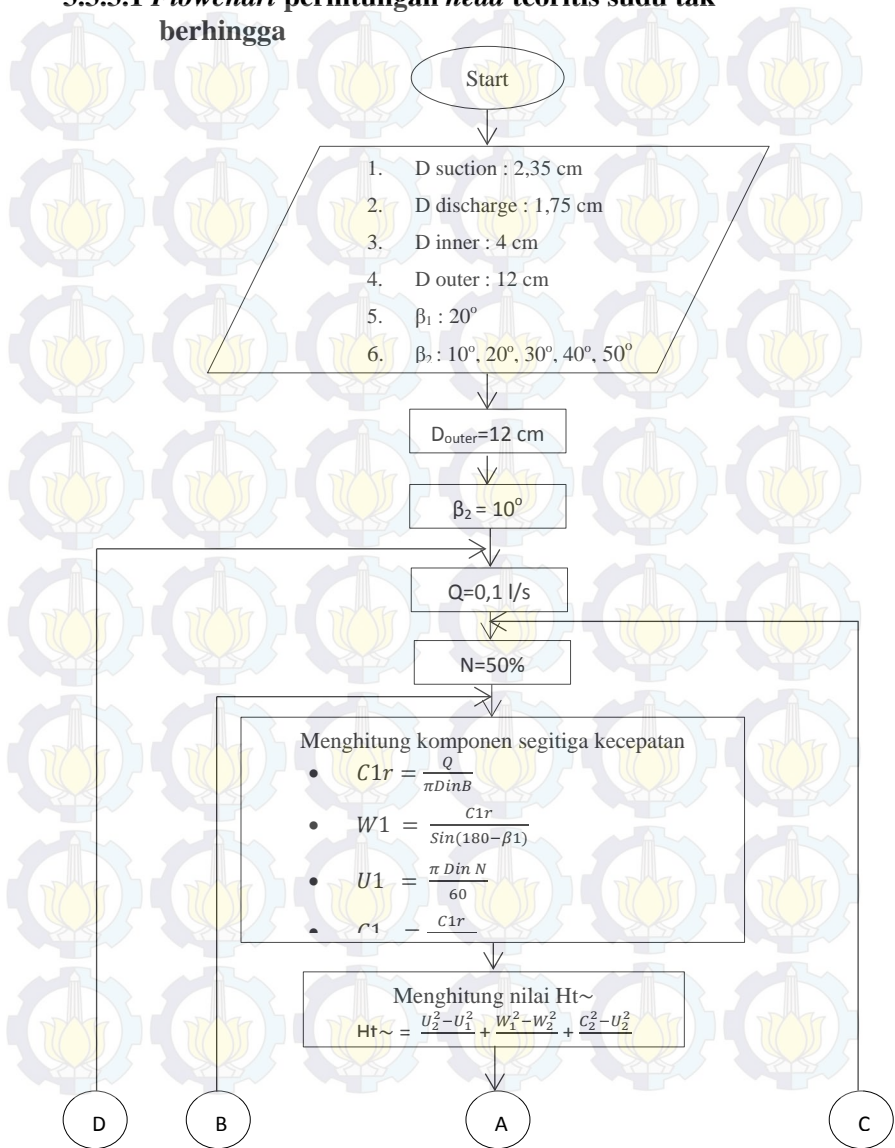
3.3.2.2 Flowchart mencari karakteristik kerja

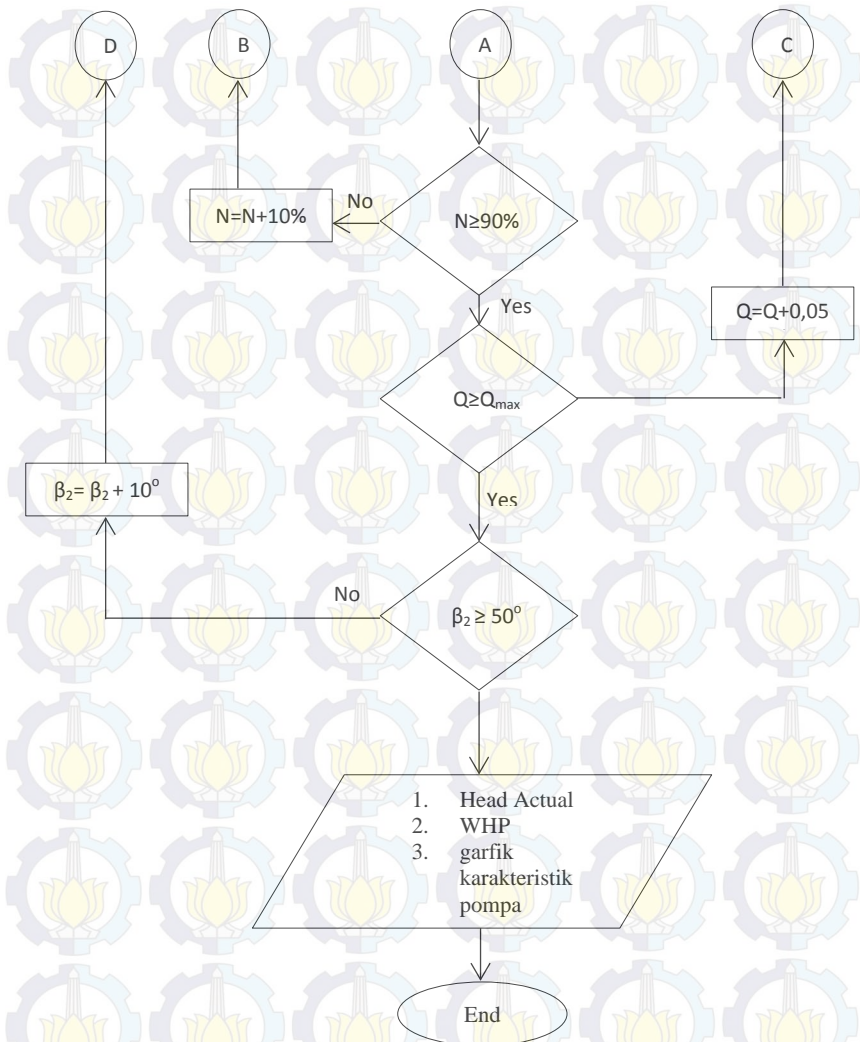


Gambar 3.12 Flowchart eksperimen karakteristik kerja

3.3.3 Flowchart teoritis

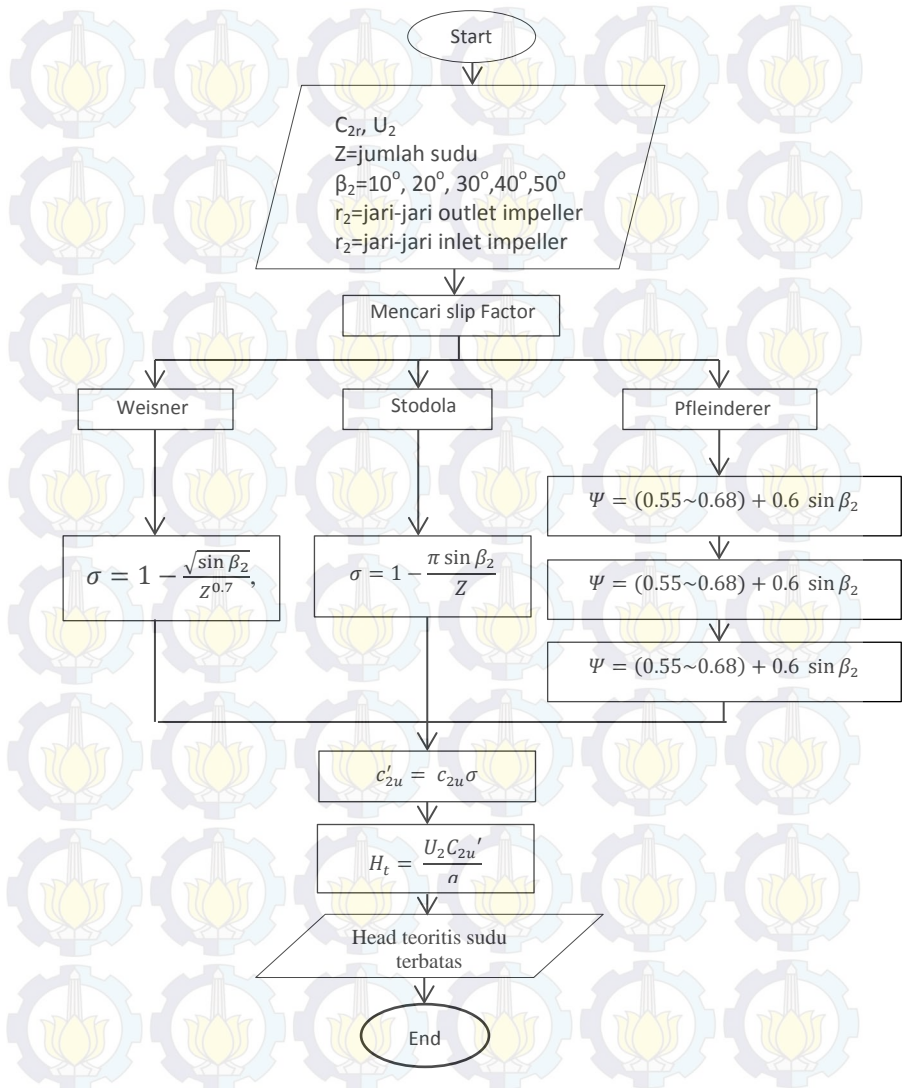
3.3.3.1 Flowchart perhitungan head teoritis sudu tak berhingga





Gambar 3.13 *Flowchart* perhitungan head teoritis sudu tak berhingga

3.3.3.1 Flowchart perhitungan head teoritis sudu terbatas



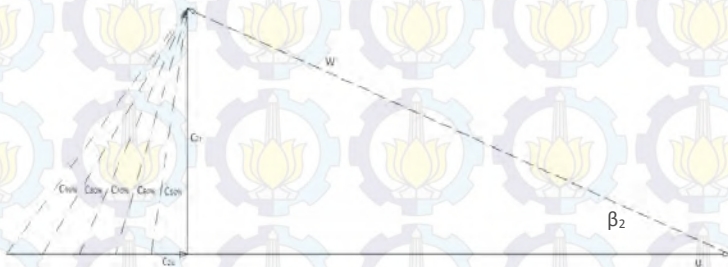
Gambar 3.14 Flowchart perhitungan head teoritis sudu terbatas

BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisis Perhitungan Teoritis

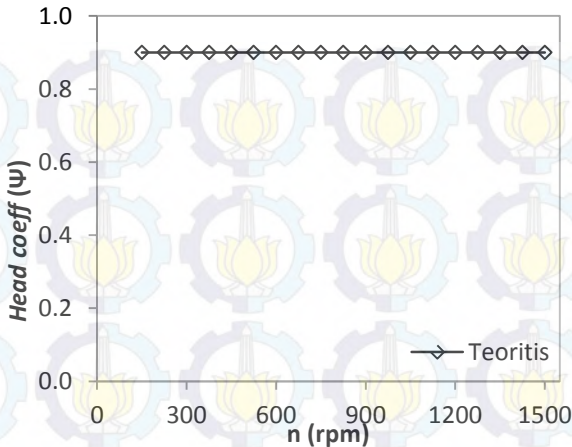
4.2.1. Analisis perhitungan teoritis dengan variasi putaran

Analisi perhitungan dapat dilakukan dengan menggunakan segitiga kecepatan dari *impeller* yang digunakan. Dengan menggunakan *impeller* yang memiliki *outlet blade angle* (β_2) yang sama dan pada debit yang sama dapat dilakukan analisis perhitungan menggunakan segitiga kecepatan seperti pada Gambar 4.1 sebagai berikut:



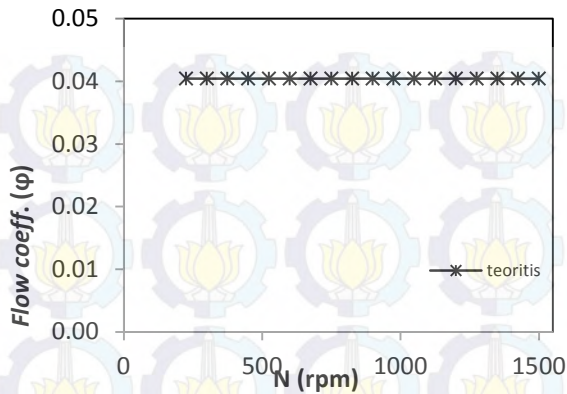
Gambar 4.1 Segitiga kecepatan untuk variasi putaran

Nilai dari perubahan putaran motor dapat mempengaruhi besar kecepatan keliling (u) pada sisi *outlet impeller* dengan menggunakan perumusan $u_2 = \frac{2\pi r_2 n}{60}$ dimana r_2 adalah jari-jari pada sisi *outlet* dan n adalah putaran motor (rpm), sehingga dengan rumusan tersebut dapat diketahui bahwa semakin besar putaran motor maka akan menaikkan nilai dari kecepatan keliling sisi *outlet* u_2 , kemudian dari rumusan *head* pompa tanpa inlet guide vane $H_{t\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$. Berdasarkan rumusan tersebut apabila putaran semakin besar maka nilai dari u_2 dan c_{2u} akan semakin besar seperti yang ditunjukkan Gambar 4.1, dimana apabila kedua parameter tersebut meningkat maka akan mengakibatkan kenaikan nilai *head* teoritis sudu takterhingga, kenaikan nilai *head* ini dapat dilihat seperti pada Gambar 4.2 berikut:



Gambar 4.2 Grafik *head coefficient* teoritis takberhingga untuk variasi putaran dengan $\beta_2=20^\circ$

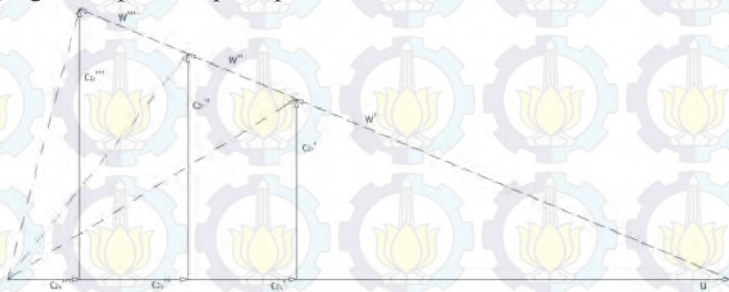
Dengan bertambahnya putaran motor juga akan mengakibatkan kenaikan debit maksimum. Nilai debit maksimum ini dipengaruhi oleh besar *inlet blade angle*, maka untuk impeller uji dengan variasi *outlet blade angle* akan memiliki nilai debit maksimum yang sama untuk setiap kecepatan. Berdasarkan rumus debit pompa yaitu $Q_{max} = 2\pi r_1 b C_{1r}$, *impeller* yang digunakan adalah *impeller* tanpa *inlet guide vane*, dengan α_1 selalu 90° , sehingga nilai C_{r1} dalam rumus tersebut dapat diganti dengan $u_1 \tan \beta_1$, maka rumus debit menjadi $Q_{max} = 2\pi b r_1 u_1 \tan \beta_1$. Nilai debit kemudian ditampilkan dalam *flow coefficient*. *Flow coefficient* bilangan takberdimensi dengan rumusan $\phi = \frac{c_{2r}}{u_2}$ dimana c_{2r} merupakan kecepatan arah radial yang merupakan fungsi debit dengan rumusan $Q = 2\pi r_2 b C_{2r}$ dan u_2 adalah kecepatan arah tangensial. Untuk membuat menjadi bilangan takberdimensi maka pada kecepatan arah tangensial harus ditambahkan luasan $2\pi r_2 b$ sehingga akan didapatkan persamaan *flow coefficient*. Nilai *flow coefficient* terhadap putaran motor dapat dilihat pada Gambar 4.3.



Gambar 4.3 Grafik *flow coefficient* teoritis takberhingga untuk variasi putaran dengan $\beta_2=20^\circ$

4.1.2. Analisis perhitungan teoritis dengan variasi debit

Ketika *impeller* uji dilakukan pada putaran konstan dengan debit bervariasi, dimana variasi debit dilakukan dengan cara mengatur bukaan pada *discharge valve* (*gate valve*) pada putaran yang konstan, sehingga apabila bukaan *valve* lebih besar maka akan didapatkan debit yang lebih besar untuk putaran yang sama. Hasil dari variasi debit ini didapatkan karakteristik kerja dari setiap *impeller*. Dalam mencari *head* teoritis tidak terhitung setiap *impeller* dapat dilakukan dengan menggunakan analisis segitiga kecepatan seperti pada Gambar 4.4 berikut:

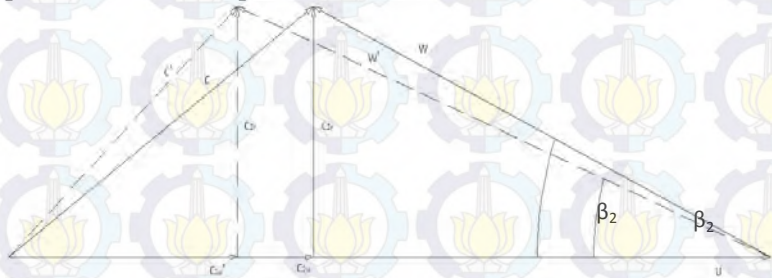


Gambar 4.4 Segitiga kecepatan untuk variasi debit

Besar debit sangat berpengaruh terhadap perhitungan menggunakan segitiga kecepatan karena debit akan mempengaruhi nilai proyeksi kecepatan absolut ke arah radial (c_{2r}). Hal tersebut dapat dilihat dari rumusan $c_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b}$ dimana Q adalah debit, D_2 adalah diameter *outer impeller* dan b adalah tebal *impeller*, sehingga dengan nilai tebal *impeller* dan diameter *outer* yang selalu konstan, maka dengan bertambahnya debit akan mempengaruhi besar nilai c_{2r} yang akan meningkat mengikuti kenaikan nilai debit. Kemudian dengan menggunakan rumusan *head* pompa tanpa *inlet guide vane* $H_{t\infty} = \left[\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right]$ akan menghasilkan nilai *head* yang akan terus menurun seiring dengan kenaikan debit.

4.1.3. Analisis perhitungan teoritis dengan variasi outlet blade angle

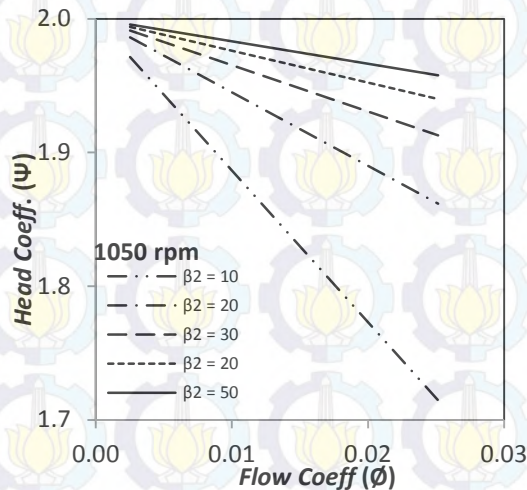
Analisis dilakukan dengan menggunakan 5 buah *impeller* uji dengan memvariasikan sudut *outlet blade angle* (β_2) dengan kenaikan sudut 10° dari sudut awal $\beta_2 = 10^\circ$. Perubahan sudut ini akan mempengaruhi segitiga kecepatan seperti yang di tunjukkan pada Gambar 4.5 seperti berikut:



Gamabr 4.5 Segitiga kecepatan untuk variasi outlet blade angle

Pengaruh *outlet blade angle* terhadap *head* dapat dilihat dari rumusan *head* teoritis tidak terhingga, yaitu $H_{t\infty} = \left[\frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 c_{2r} \cot \beta_2}{g} \right]$ untuk β_2 antara 0° sampai 90° , dengan

menggunakan kecepatan motor yang sama maka nilai dari kecepatan keliling (u_2) akan sama dan dengan debit yang sama akan didapatkan nilai c_{2r} yang sama. Berdasarkan rumusan tersebut dapat diketahui bahwa apabila nilai dari $\cot \beta_2$ semakin besar maka *head* teoritis yang dihasilkan akan semakin kecil, sedangkan semakin kecil sudut β_2 maka nilai $\cot \beta_2$ yang dihasilkan akan semakin besar. Berdasarkan hal tersebut maka *impeller* dengan sudut β_2 terbesar akan menghasilkan *head* teoritis yang paling besar berurut hingga nilai *head* terendah dimiliki *impeller* dengan sudut β_2 yang paling kecil seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.6 sebagai berikut:

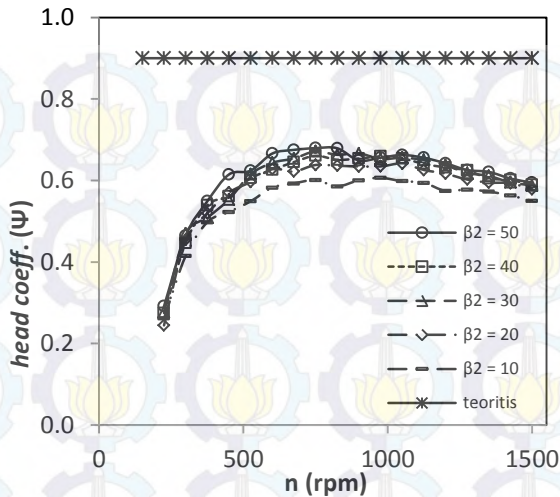


Gamabr 4.6 Grafik *head* terhadap kapasitas untuk variasi *outlet blade angle*

4.2. Analisis Berdasarkan Eksperimen

4.2.1. Analisis grafik karakteristik utama

Ketika *impeller* diuji dengan menvariasikan putaran motor maka akan menghasilkan sebuah grafik *head* dan efisiensi terhadap putaran motor. Grafik ini disebut dengan grafik karakteristik utama yang ditunjukkan pada Gambar 4.7 sebagai berikut:

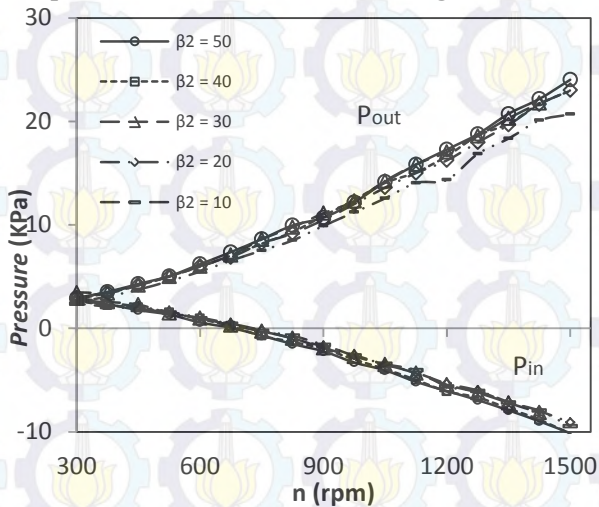


Gambar 4.7 Grafik Karakteristik Utama (*Head Coeff.*)

Berdasarkan Gambar 4.7 diatas dapat diketahui bahwa dengan bertambahnya putaran motor maka *head* yang dihasilkan akan semakin meningkat. Nilai *head* ini meningkat sesuai dengan rumusan $H = \left(\frac{p_d - p_s}{\rho g} \right) + \left(\frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} \right) + (z_d - z_s)$ dimana p_d adalah tekanan aliran pada sisi *discharge*, p_s adalah tekanan aliran pada sisi *suction*, V_d adalah kecepatan aliran pada sisi *discharge*, dan V_s adalah kecepatan aliran pada sisi *suction*, sedangkan $(z_d - z_s)$ adalah beda ketinggian antara pipa sisi *discharge* dan pipa sisi *suction* dimana nilai ini selalu konstan, yaitu 0,075 m. Dengan perumusan *head coefficient* adalah $\Psi = \frac{H}{\frac{U^2}{g}}$ dimana g adalah gravitasi dan H adalah *head* yang dihasilkan, sehingga didapatkan perbandingan grafik *head coefficient* terhadap putaran motor.

Putaran motor yang semakin tinggi menyebabkan tekanan sisi *discharge* yang akan terus naik, sedangkan tekanan sisi *suction* akan semakin turun seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.8. Bertambahnya putaran motor juga akan menaikkan debit,

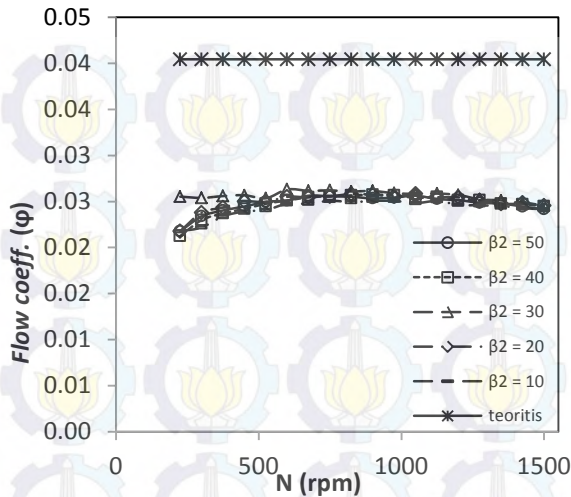
dimana kenaikan debit akan berpengaruh dengan kenaikan kecepatan pada sisi *suction* dan sisi *discharge*.



Gambar 4.8 Grafik tekanan *discharge* dan *suction*

Pada grafik tersebut nilai tekanan discharge memiliki pengaruh terhadap nilai *outlet blade angle*. Seperti yang ditunjukkan pada grafik apabila nilai dari *outlet blade angle* semakin besar maka nilai tekanan discharge akan semakin besar, sedangkan pada tekanan suction apabila nilai dari *outlet blade angle* semakin besar maka nilai dari tekanan suction akan semakin kecil.

Secara aktual apabila putaran motor terus meningkat maka nilai debit akan meningkat, kemudian akan didapatkan nilai dari *flow coefficient* untuk masing-masing *impeller* uji. Hasil yang didapat dari eksperimen tersebut ditampilkan dalam bentuk grafik *flow coefficient* terhadap putaran motor seperti pada Gambar 4.9

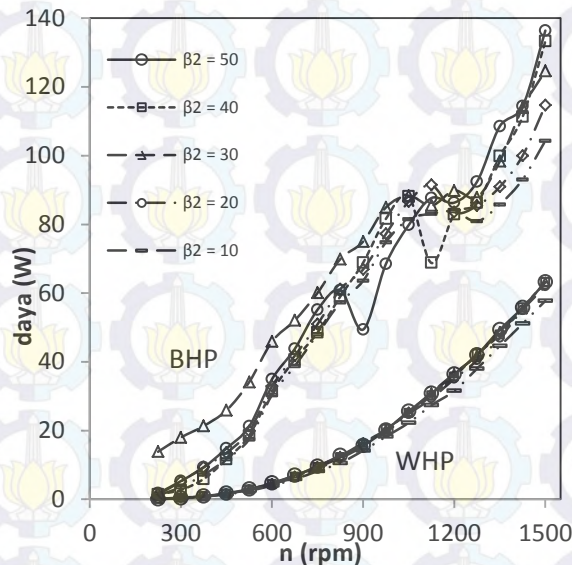


Gambar 4.9 Grafik *flow coefficient* terhadap putaran

Berdasarkan Gambar 4.9 dapat diketahui bahwa semakin besar putaran motor maka nilai dari debit maksimum akan semakin besar. dengan variasi *outlet blade angle* perubahan nilai debit maksimum untuk setiap kecepatan tidak berubah secara signifikan. Hal ini sesuai dengan rumusan $Q_{maks} = \pi n D_1 u_1 \tan \beta_1$, dimana nilai pertambahan putaran motor akan mempengaruhi kenaikan nilai u_1 , sedangkan faktor yang mempengaruhi lainnya adalah *inlet angle*. Berdasarkan hal tersebut disimpulkan bahwa berubahnya *outlet blade angle* tidak akan mempengaruhi besar debit maksimal.

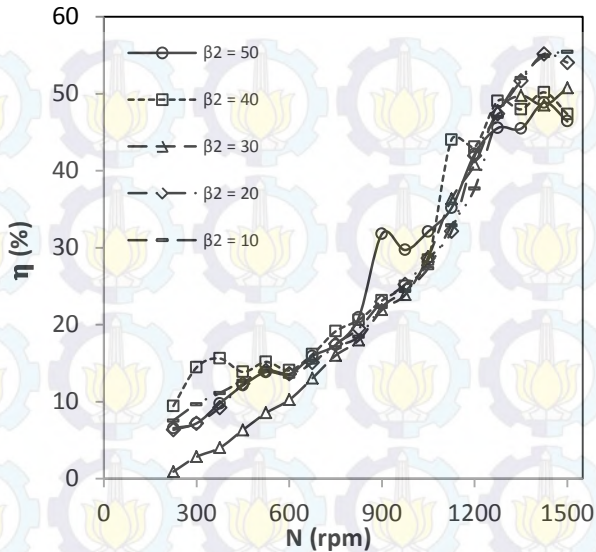
Kenaikan nilai debit dan *head* akan menyebabkan kenaikan nilai daya pompa atau *water horse power* dengan rumusan $WHP = \rho g Q H$, sehingga semakin besar putaran motor maka nilai daya pompa akan semakin meningkat. Kenaikkan putaran motor juga akan mempengaruhi nilai daya motor atau *brake horse power*, dimana semakin besar putaran motor maka nilai BHP akan semakin besar juga. Nilai efisiensi ini didapatkan berdasarkan perbandingan antara nilai daya pompa (WHP) dengan daya motor

(BHP). Gambaran kenaikan daya ini dapat dilihat pada Gambar 4.10 sebagai berikut:



Gambar 4.10 Grafik daya terhadap putaran

Dari grafik diatas dapat dilihat bahwa daya pompa memiliki pola yang terus naik Dan juga dari Gambar 4.14 juga terlihat bahwa nilai daya motor memiliki pola kenaikan yang lebih signifikan dibandingkan daya motor, sehingga pada nilai efisiensi akan menghasilkan pola yang naik juga dimana akibat dari perbedaan pola kenaikan kedua daya, maka kenaikan efisiensi pada putaran rendah mengalami kenaikan yang drastis dan nilai efisiensi pada putaran tinggi memiliki kenaikan efisiensi yang lebih landai dimana nilai efisiensi pompa sesuai dengan persamaan efisiensi pompa, yaitu $Eff = \frac{WHP}{BHP}$ Dari persamaan tersebut nilai efisiensi akan bertambah dengan bertambahnya putaran motor yang terlihat pada Gambar 4.11:

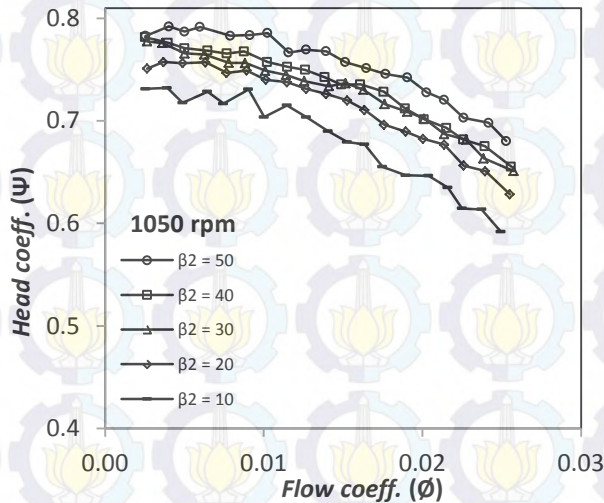


Gambar 4.11 Grafik efisiensi terhadap putaran

Grafik tersebut menunjukkan nilai efisiensi dari masing-masing *impeller* uji dengan perbedaan *outlet blade angle*. Pada putaran motor rendah hingga putaran 1200 rpm efisiensi terbaik dimiliki oleh *impeller* dengan nilai *outlet blade angle* 40° , kemudian diikuti oleh *impeller* dengan nilai $\beta_2 = 50^\circ, 20^\circ, 10^\circ$, dan 30° . Pada putaran motor rendah memiliki efisiensi terbaik yang berbeda dengan sebelumnya, untuk putaran 1200 rpm keatas efisiensi terbaik dimiliki oleh *impeller* dengan *outlet blade angle* 10° dan 20° yang saling berhimpit, kemudian efisiensi nya diikuti dengan *impeller* dengan $\beta_2 = 30^\circ, 40^\circ$, dan 50° . Untuk putaran motor diatas 1200 rpm memiliki pola semakin besar nilai *outlet blade angle* maka nilai efisiensi nya akan semakin turun. Akan tetapi pada putaran motor di bawah 1200 rpm memiliki nilai efisiensi yang tidak menentu dengan perubahan *outlet blade angle*.

4.2.2. Analisis grafik karakteristik kerja dengan variasi outlet blade angle

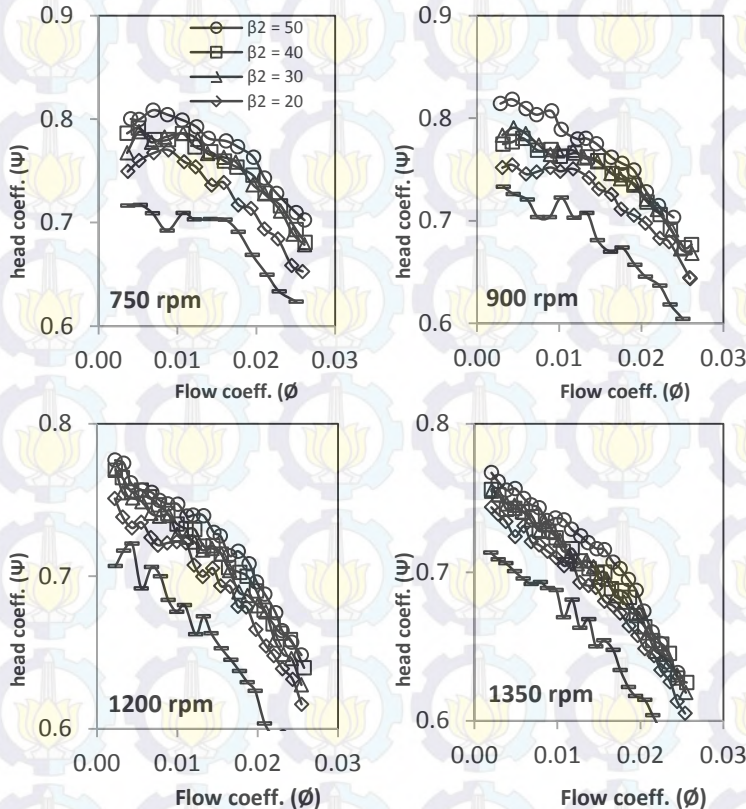
Impeller uji sebanyak 5 buah dengan perbedaan *outlet blade angle*, yaitu 10° , 20° , 30° , 40° , dan 50° diuji pada pompa sentrifugal Armfield FM 50 dengan putaran motor 1050 rpm yang ditunjukkan pada gambar 4.12 seperti berikut:



Gambar 4.12 Grafik karakteristik kerja untuk putaran 1050 rpm

Berdasarkan Gambar 4.12 dengan bertambahnya nilai *outlet blade angle* maka *head coefficient* yang dihasilkan akan bernilai semakin besar. Nilai *head coefficient* yang dihasilkan masing-masing *impeller* cenderung turun dengan bertambahnya nilai *flow coefficient*, dengan perumusan *flow coefficient* adalah $\phi = \frac{C_{2r}}{u_2}$, diaman nilai C_{2r} dipengaruhi dengan kenaikan debit dan U_2 adalah kecepatan keliling dari sisi luar *impeller*. Penurunan nilai *head coefficient* ini berlaku secara sama untuk setiap *impeller* uji, sehingga pada setiap nilai putaran motor nilai *head coefficient* tertinggi dimiliki oleh *impeller* uji dengan *outlet blade angle* 50° dan nilai *head coefficient* terendah dimiliki oleh

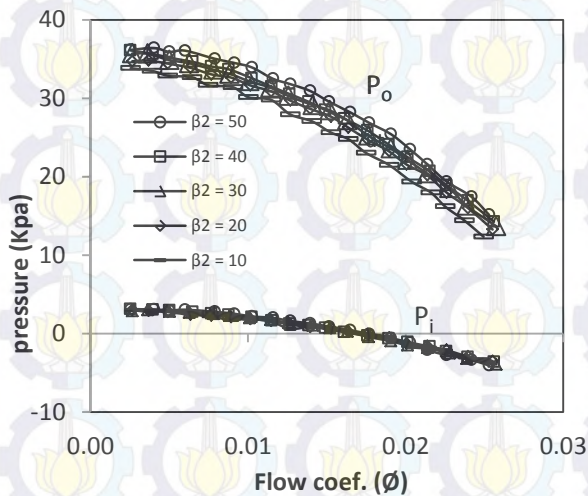
impeller uji dengan *outlet blade angle* 10° . Semua nilai *head coefficient* untuk masing-masing putaran motor dapat dilihat pada Gambar 4.13 berikut:



Gambar 4.13 Grafik karakteristik kerja untuk putaran motor 750 rpm, 900 rpm, 1200 rpm dan 1350 rpm

Secara aktual perubahan *outlet blade angle* berpengaruh terhadap *discharge pressure*, sedangkan pada *suction pressure* tidak berpengaruh secara signifikan, dimana penurunan nilai *head* ini diakibatkan karena bila debit semakin besar maka tekanan *discharge* dan *suction* akan turun, namun penurunan nilai

tekanan *discharge* lebih curam dibandingkan dengan penurunan nilai tekanan *suction* sehingga nilai *head* pompa akan turun secara perlahan seiring dengan kenaikan debit. Nilai tekanan *suction* cenderung serupa untuk variasi *outlet blade angle*, sedangkan nilai dari tekanan *discharge* akan semakin besar seiring dengan kenaikan nilai dari *outlet blade angle*. Nilai *head* pompa secara dominan dipengaruhi oleh selisih antara tekanan *discharge* dan tekanan *suction*, sehingga dengan memvariasikan *outlet blade angle* maka faktor yang sangat mempengaruhi nilai *head* hanya tekanan *discharge*. Dengan memvariasikan *outlet blade angle* dapat dilihat perbedaan *head* yang dihasilkan, karena semakin besar *outlet blade angle* maka nilai tekanan *discharge* akan semakin besar seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.14 berikut:

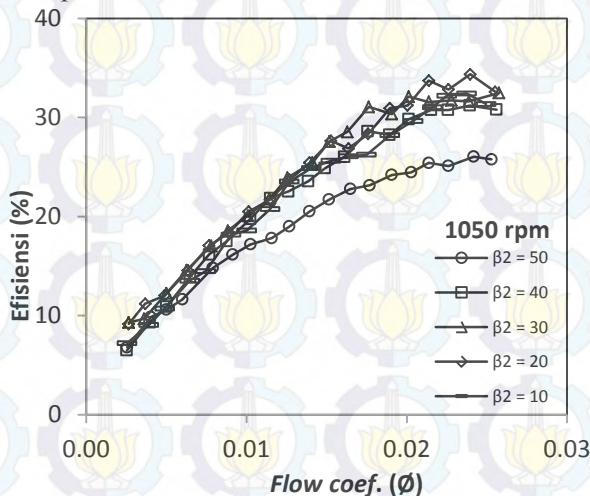


Gambar 4.14 Grafik tekana *discharge* dan tekanan *suction* untuk variasi *flow coefficient*

Dengan semakin besarnya nilai dari tekanan *discharge* maka nilai dari *head* aktual yang dihasilkan juga akan semakin besar. Hasil *head* ini serupa dengan hasil penelitian yang

dilakukan oleh W. G. Li (2011) yang mendapatkan *head* terbaik pada *impeller* dengan *outlet blade angle* terbesar, yaitu *impeller* dengan β_2 60° . Dan hasil ini juga sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Bacharoudis et al (2008) yang menyatakan bahwa *impeller* dengan *outlet blade angle* terbesar memiliki nilai *head* paling tinggi.

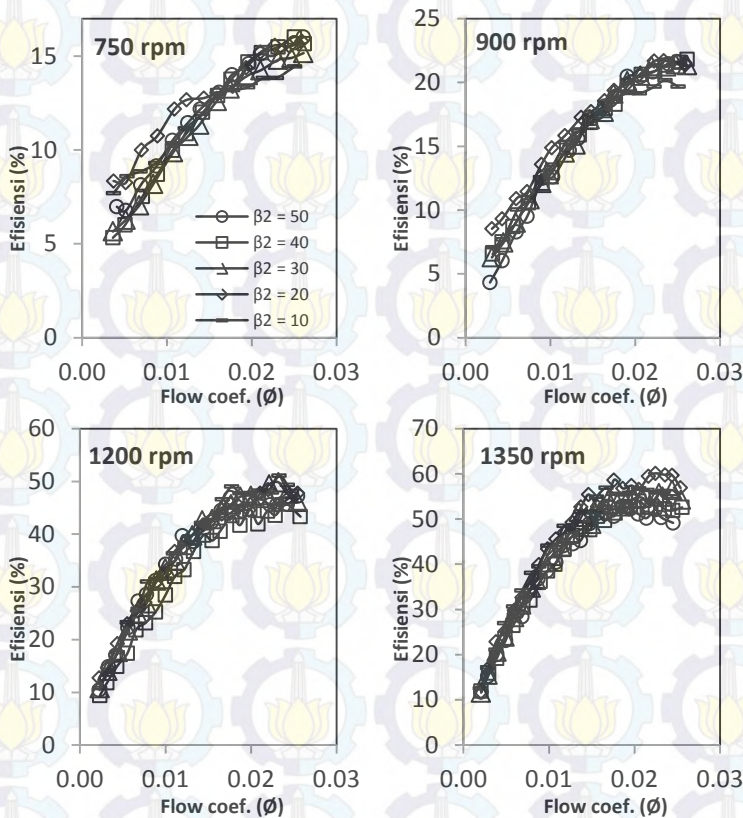
Nilai efisiensi yang dihasilkan pada putaran motor 1050 rpm memiliki efisiensi terbaik pada *impeller* dengan *outlet blade angle* 20° . Nilai efisiensi ini terpengaruh dengan perubahan β_2 , dimana apabila semakin besar nilai β_2 maka nilai efisiensi ini akan turun, namun pada *impeller* dengan $\beta_2 = 10^\circ$ memiliki hasil efisiensi yang berbeda dengan pola efisiensi yang ada. *Impeller* dengan *outlet blade angle* 10° memiliki nilai efisiensi diantara efisiensi *impeller* dengan *outlet blade angle* 40° dan 30° yang ditunjukkan pada Gambar 4.15 berikut:



Gambar 4.15 Grafik efisiensi untuk putaran 1050 rpm

Gambar 4.15 menunjukkan hasil eksperimen yang dilakukan pada dimana hasil penelitian ini serupa dengan hasil penelitian yang dilakukan oleh W. G. Li (2011) menunjukkan

efisiensi terbaik pada impellet dengan β_2 25° , hal yang menarik ditinjau adalah dari hasil penelitian tersebut nilai efisiensi akan terus meningkat seiring dengan kenaikan nilai β_2 kecuali impeller dengan β_2 15° memiliki nilai efisiensi diantara β_2 25 dan 40. Hasil nilai efisiensi maksimal yang berbeda ditampilkan oleh pada putaran motor yang berbeda-beda seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 4.16 berikut ini:

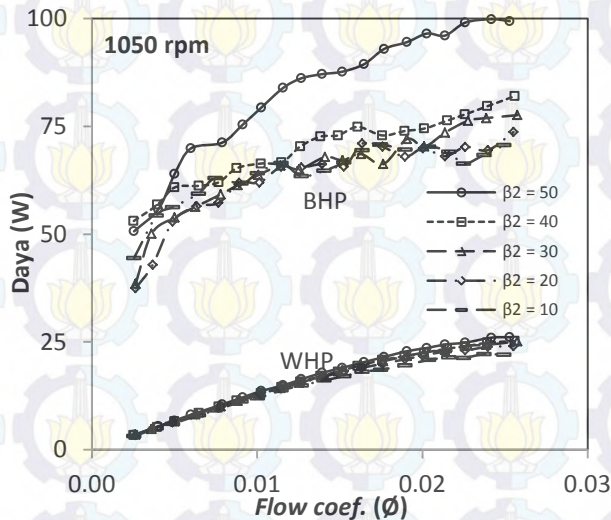


Gambar 4.16 Grafik karakteristik kerja efisiensi untuk putaran motor 750 rpm, 900 rpm, 1200 rpm dan 1350 rpm

Berdasarkan Gambar 4.16 untuk putaran motor 750 rpm memiliki efisiensi terbaik pada *impeller* 30° diikuti dengan *impeller* β_2 50° , 30° , 20° , 10° sehingga pada rpm kecil dapat diketahui bahwa nilai efisiensi akan meningkat seiring dengan kenaikan putaran motor, pada kecepatan motor 750 rpm *impeller* dengan β_2 10° memiliki efisiensi tertinggi pada debit rendah dan efisiensi tekecil pada debit tinggi. Kemudian untuk putaran motor 900 rpm dan 1350 rpm memiliki efisiensi terbaik pada *impeller* dengan *outlet blade angle* 20° , diikuti dengan *impeller* dengan β_2 10° , 40° , 30° , dan 50° . Pada kedua putaran motor ini semakin besar *outlet blade angle* maka nilai efisiensi akan semakin kecil, hal ini serupa dengan putaran motor 1050 rpm. Dan terakhir untuk putaran motor 1200 rpm memiliki efisiensi terbaik pada *impeller* dengan *outlet blade angle* 10° diikuti dengan *impeller* dengan β_2 30° , 20° , 50° , dan 40° . Hasil ini sangat berbeda dengan hasil efisiensi yang didapat dengan putaran motor yang lainnya. Dan dari semua grafik efisiensi untuk masing-masing kecepatan kita dapat mengetahui bahwa nilai puncak efisiensi dari setiap *impeller* akan terjadi pada debit tertentu, apabila semakin besar nilai *outlet blade angle* dari suatu *impeller* maka nilai efisiensi tertinggi akan terjadi pada debit yang lebih rendah dibandingkan dengan *impeller* yang memiliki nilai *outlet blade angle* yang lebih kecil seperti yang terlihat pada Gambar 4.16 diatas.

Hasil yang berbeda-beda dari nilai efisiensi ini dikarenakan nilai daya motor yang dihasilkan, dimana nilai efisiensi didapat dari persamaan $\eta = \frac{WHP}{BHP}$ dimana *BHP* adalah nilai daya motor dan *WHP* adalah *water horse power*. Nilai *water horse power* didapatkan dari persamaan $WHP = \rho g Q H$ dimana ρ adalah massa jenis fluida, g adalah gravitasi, Q adalah *flow rate*, dan H adalah *head* yang dihasilkan oleh pompa. Berdasarkan persamaan tersebut dapat diketahui bahwa nilai dari *WHP* dipengaruhi dari nilai *head*. Pada nilai *head* semakin besar nilai β_2 maka nilai *head* pompa yang dihasilkan akan semakin besar juga, sehingga akibat dari kenaikan *head* ini akan menaikkan nilai *WHP*. Nilai *BHP* tidak memiliki nilai yang pasti karena nilai ini

dipengaruhi oleh besar arus yang bekerja pada motor. Untuk melihat pengaruh nilai *WHP* dan *BHP* dapat dilihat dari Gambar 4.17 berikut:



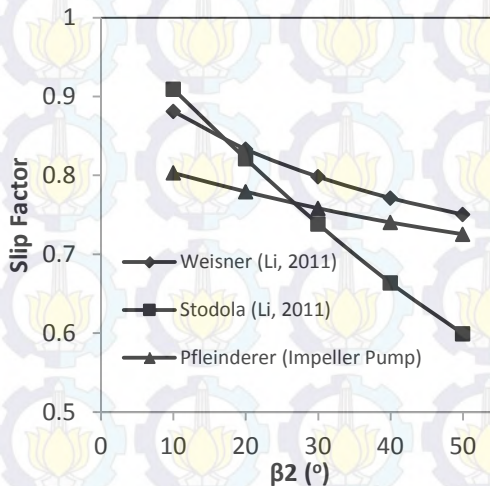
Gambar 4.17 Grafik pengaruh nilai daya motor dan daya pompa terhadap kenaikan debit

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa nilai daya pompa memiliki trend yang meningkat seiring dengan kenaikan *flow coefficient* dengan nilai daya terkecil dimiliki oleh impeller dengan β_2 10° dan dilanjutkan oleh impeller dengan β_2 20° , 30° , 40° , dan 50° . Dari grafik juga dapat diketahui bahwa nilai daya motor memiliki tren yang lebih meningkat seiring dengan kenaikan *flow coefficient*, namun memiliki nilai yang cenderung tidak stabil dibandingkan dengan daya pompa. Pada nilai BHP terendah dimiliki oleh *impeller* dengan β_2 20° , kemudian dilanjutkan oleh impeller dengan β_2 sebesar 30° , 10° , 40° dan 50° . Dari grafik tersebut kita dapat mengetahui bahwa nilai dari efisiensi akan terus naik seiring dengan kenaikan debit kemudian akan turun kembali setelah melewati titik tertentu, nilai titik

puncak untuk masing-masing impeller bergantung dari besar *outlet blade angle*, dimana secara umum semakin besar nilai *outlet blade angle* maka titik puncak akan berada pada debit yang lebih besar pula.

4.3. Analisis Losses Akibat Slip Factor

Slip yang terjadi pada aliran mengakibatkan pengurangan nilai *head* aktual terhadap nilai *head* teoritis. Slip faktor yang terjadi berpengaruh terhadap nilai *outlet blade angle* pada *impeller* pompa seperti yang di tunjukkan pada Gambar 4.18 berikut:

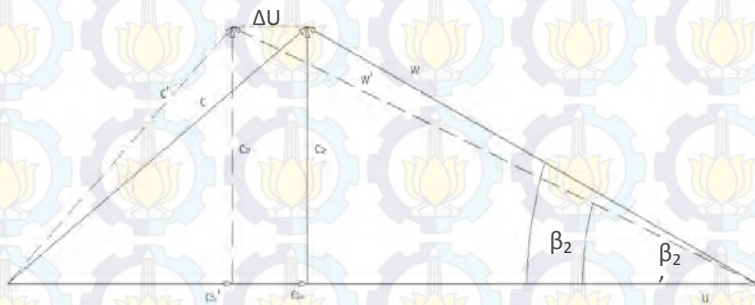


Gambar 4.18 Grafik nilai *slip factor* terhadap *outlet blade angle*

Dari Gambar 4.18 nilai slip faktor dari persamaan Stodola memiliki pola penurunan nilai slip faktor yang lebih curam dibandingkan dengan nilai slip factor yang diberikan oleh persamaan Weisner dan Pfleinderer, sehingga untuk β_2 kecil nilai slip factors milik Stodola paling besar dan pada β_2 besar slip factors milik Stodola bernilai paling kecil. Persamaan yang digunakan untuk mencari nilai slip faktor dipengaruhi oleh jumlah sudu dan besarnya *outlet blade angle* sesuai dengan persamaan

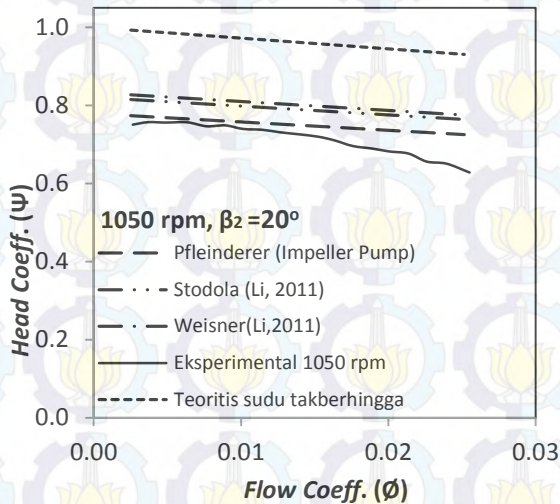
Weisner $\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{Z^{0.7}}$, kemudian persamaan Stodola $\sigma = 1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{Z}$ dimana β_2 adalah nilai *outlet blade angle* dan Z adalah jumlah sudu pada *impeller* yang ditetapkan berjumlah 6 sudu, sehingga nilai slip faktor akan semakin kecil seiring dengan kenaikan nilai β_2 . Apabila nilai dari β_2 semakin besar maka nilai dari $\sin \beta_2$ akan semakin besar pula, begitu juga sebaliknya. Dan untuk nilai slip faktor milik Pfleinderer memiliki cara yang berbeda yaitu $\sigma = \frac{1}{1-c_p}$ dengan c_p adalah *Pfleinderer's correction* yang didapatkan dari hasil persamaan semi-empiris, yaitu $c_p = 2 \frac{\Psi}{Z} \frac{1}{1-(r_1/r_2)^2}$ dimana z adalah jumlah sudu, r_2 adalah jari-jari *outlet impeller*, r_1 adalah jari-jari *inlet impeller*, dan Ψ adalah kofesisen yang bergantung tipe *impeller* untuk *impeller single curvature* dan $\frac{r_2}{r_1} \geq 2$ nilai Ψ menggunakan persamaan $\Psi = (0.55 \sim 0.68) + 0.6 \sin \beta_2$.

Dari nilai slip faktor untuk setiap persamaan kita dapat mencari nilai *head* teoritis dengan cara memasukan nilai slip factor kedalam segitiga kecepatan maka akan didapatkan nilai c_{2u}' yang didapatkan dari persamaan $\sigma = \frac{c_{2u}'}{c_{2u}}$ seperti yang terlihat pada Gambar 4.19 berikut ini:



Gambar 4.19 Segitiga kecepatan akibat *slip factor*

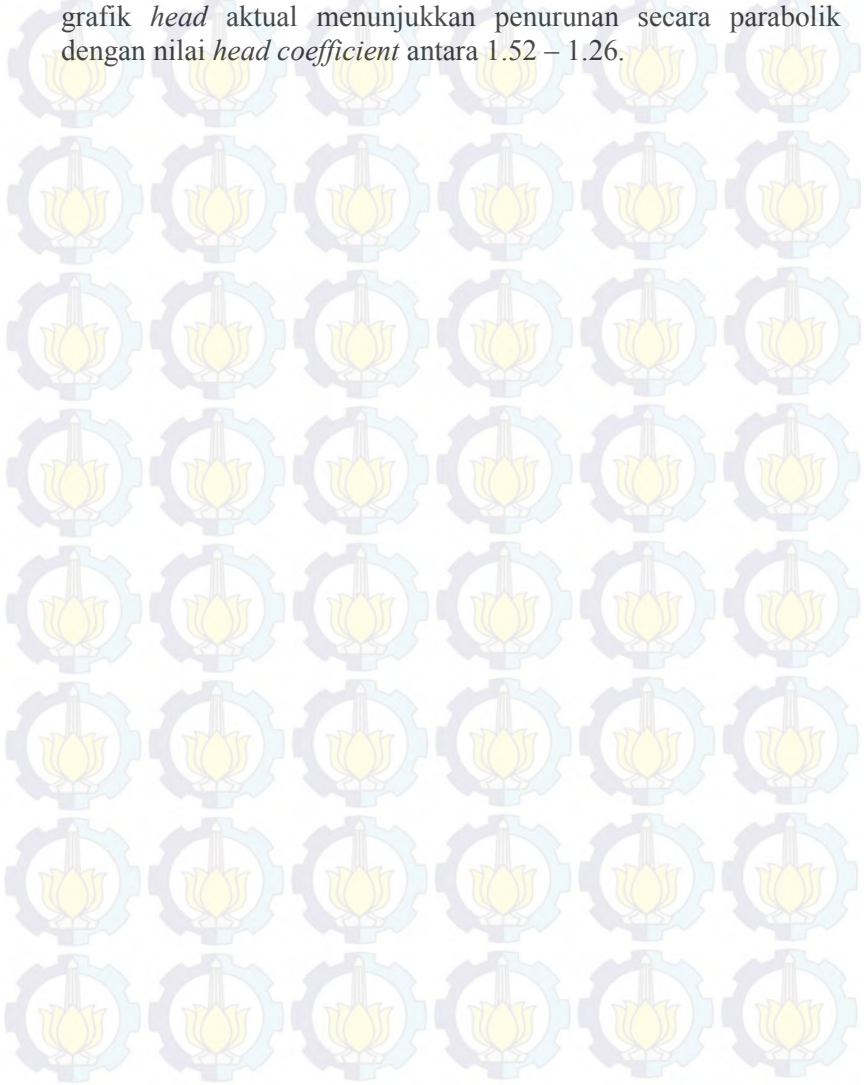
Dari segitiga kecepatan tersebut akan didapatkan nilai *head* teoritis dengan jumlah sudu terbatas dapat dihitung melalui persamaan $H_t = \frac{u_2 c_{2u'}}{g}$, maka grafik karakteristi kerja *head* teoritis dapat dilihat seperti yang ditampilkan pada Gambar 4.20 berikut:



Gambar 4.20 Grafik perbandingan metode eksperimen, teoritis taktingga, dan *head* teoritis dengan sudu terbatas untuk $\beta_2 = 20^\circ$

Berdasarkan hasil studi, didapatkan hasil nilai grafik *head coefficient* terhadap *flow coefficient* untuk metode analisis segitiga kecepatan dan metode eksperimen yang yang ditunjukkan oleh Gambar 4.20 yang menunjukkan trendline untuk setiap grafik memiliki pola yang sama, yaitu pola menurun. Untuk grafik *head* teoritis takterhingga memiliki grafik menurun secara linear dengan rentang nilai *head coefficient* antara 1.99 – 1.86, untuk grafik *head* teoritis dari Weisner memiliki penurunan secara linear dengan nilai *head coefficient* antara 1.66 – 1.56, kemudian untuk grafik *head* teoritis dari Stodola memiliki penurunan secara linear dengan nilai *head coefficient* antara 1.63 – 1.53, sedangkan untuk untuk grafik *head* teoritis dari

Pfleinderer memiliki penurunan secara linear dengan nilai *head coefficient* yang didapat antara 1.55 – 1.45, dan terakhir untuk grafik *head* aktual menunjukkan penurunan secara parabolik dengan nilai *head coefficient* antara 1.52 – 1.26.





BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan pada pembahasan dalam bab-bab sebelumnya, maka dapat di ambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan bertambahnya nilai *outlet angle* akan meningkatkan nilai head karena nilai tekanan *discharge* akan naik. Bertambahnya nilai *outlet angle* juga berpengaruh terhadap nilai BEP yang akan bergeser ke debit yang lebih rendah dan secara umum akan menurunkan nilai efisiensi.
2. Berdasarkan hasil eksperimen, secara umum didapatkan bahwa impeller dengan $\beta_2 = 20^\circ$ memiliki nilai efisiensi maksimum paling tinggi.
3. Hasil penelitian ini juga dapat memprediksi head aktual dengan menggunakan analisis head teoritis yang melibatkan *slip factor*.

5.2 Saran

1. Pada saat pengambilan data menggunakan pompa sentrifugal FM 50 harap diperhatikan suhu motor dan suhu fluida. Jarak temperature fluida antara 27°C - 30°C , sehingga setiap setelah pengamabilan satu variasi kecepatan haram alat diistirahatkan untuk menjaga performa motor.
2. Jumlah sample per data harus lebih banyak atau lebih dari 3 sample per data untuk mendapatkan hasil yang lebih baik.



DAFTAR PUSTAKA

- Bacharoudis, E.C., A.E. Filios, M.D. Mentzos, and D.P. Margaris. 2008. "*Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle*". The Open Mechanical Engineering Journal, Vol. 2, pp.75-83.
- Brennen, C.A. 1994. *Hydrodynamics of Pumps*. Oxford University Press. Oxford, UK.
- Fox, Robert W., Philip J. Pritchard, and Alan T. McDonald. 1998. *Introduction to Fluid Mechanics*, Seventh Edition. John Willey & Sons. New York.
- Khetagourou, M. 1966. "*Marine Auxiliary Machinery and System*". Peace Publisher, Moscow.
- Lazarkiewicz, S., and Troskolanski, A. 1965. "*Impeller Pumps*". Pergamon Press Ltd, New York.
- Li, W.G. 2011. "*Blade Exit Angle Effects on Performance of a Standard Industrial Centrifugal Oil Pump*". Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 4, No. 2, Issue 1, pp. 105-119.
- Manivannan, A. 2010. "*Computational Fluid Dynamic Analysis of a Mixed Flow Pump Impeller*". International Journal of Engineering, science and Technology, Vol. 2, No. 6, pp. 200-206

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Muhammad Fauzi Rasyid dilahirkan pada tanggal 03 Desember 1992 di Kota Bandung, Jawa Barat. Anak pertama dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis dimulai di TK Salman Al-Farizi Bandung (1997-1999), SD Salman Al-Farizi Bandung (1999-2005), SMP Salman Al-Farizi Bandung (2003-2008), SMA Negeri 2 Bandung (2008-2011), dan dilanjutkan di Jurusan Teknik

Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Di Jurusan Teknik Mesin ini Penulis mengambil Bidang Studi Konversi Energi. Selama menempuh pendidikan di bangku kuliah, penulis banyak mengikuti kegiatan organisasi di dalam kampus. Semasa kuliah penulis aktif disalah satu kegiatan mahasiswa Jurusan Teknik Mesin ITS, yaitu Dewan Presidium Jurusan (2013-2014) dan menjadi Koordinator Asisten Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin-Mesin Fluida (2014). Penulis juga pernah mengikuti berbagai pelatihan yang diadakan oleh jurusan teknik mesin maupun ITS seperti pelatihan IPEE, pelatihan AutoCad, dan pelatihan Solid Work .

(Halaman ini sengaja dikosongkan)